

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Konstrukční rozbor reálné převodovky středního nákladního automobilu
Design Analysis of a Real Gearbox for a middle-sized Truck

Student: Bc. Michal Trčka
Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Vladimír Moravec, CSc.

Ostrava 2009



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Konstrukční rozbor reálné převodovky středního nákladního automobilu

Design Analysis of a Real Gearbox for a Middle-sized Truck

Student: Bc. Michal Trčka
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 3909T001-40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Pracoviště: Katedra částí a mechanismů strojů – 347

Zásady pro zpracování:

1. Proved'te geometrický a pevnostní výpočet ozubených kol. Rozměry kol podle vlastních měření a parametry ozubení podle přesných měření v laboratořích firmy TATRA, a.s. Kopřivnice, které budou průběžně zajišťovány. Zjistěte parametry ložisek a proved'te jejich výpočet.



Pokyny pro zpracování:

Rozsah práce: cca 60 stran textu mimo přílohy.

Zjednodušený sestavný výkres pouze s obrysy skříně. Detailní výkres vybraných ozubených kol a rozměrový výkres synchronizace. Vyhodnocení přesnosti ozubených kol.

Seznam doporučené literatury:

MORAVEC, V.: *Konstrukce strojů a zařízení II. Čelní ozubená kola*. MONTANEX, a.s. Ostrava, 2001, 236 s. ISBN 80-7225-051-5.

DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů*. MONTANEX, a.s. Ostrava, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3.

NĚMČEK, M.: *Vybrané problémy geometrie čelních ozubených kol*. MONTANEX, a.s. Ostrava, 2003, 143 s. ISBN 80-7225-111-5.

Katalog ložisek.

Vedoucí diplomové práce:

prof. Ing. Vladimír Moravec, CSc.

Konzultant:

Ing. Rudolf Hykel, TATRA, a.s. Kopřivnice

Datum zadání diplomové práce:

21. listopadu 2008

Akademický rok:

2008/2009



.....
prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry

.....
prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan

V Ostravě dne 21. listopadu 2008

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

V Ostravě :

.....

Adresa trvalého pobytu studenta:

Bc. Michal Trčka

Ostravice 645

739 14 Ostravice

Moravskoslezský kraj

Česká Republika

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

TRČKA, M., Konstrukční rozbor reálné převodovky středního nákladního automobilu. Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2009, 60 s. Diplomová práce, vedoucí Moravec , V.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním rozбором převodovky ZF 6 S 1000 TO používané u středního nákladního automobilu TATRA 810 využívaného armádou ČR. Ve své první části se práce zabývá identifikací kinematického evolventního ozubení této převodovky. Zde byl proveden geometrický výpočet a následně vyhodnoceny jeho kvalitativní ukazatele. Ozubení bylo také vyhodnoceno z hlediska použitých úprav boku zubů, přesnosti výroby a její technologie finální úpravy povrchu. Dále byl proveden pevnostní výpočet kinematického ozubení a jeho vyhodnocení. V další části se práce zabývá identifikací ložisek a u ložisek sloužících k uložení hřídelí a také jejich rozбором zatížení. Součástí příloh jsou tabulky shrnující geometrii ozubení, protokoly z CNC měření, pevnostní výpočet ozubení a výpočtové modely hřídelí s průběhy jejich zatížení. Dále je v přílohách sestavný náměrový výkres celého převodu a náměrové výkresy jednotlivých prvků převodovky. K práci jsou přiloženy také výrobní dílenské výkresy vstupní hřídele a hnaného kola stálého záběru.

ANNOTATION OF THESIS

TRČKA, M., Design Analysis of a Real Gearbox for a middle-sized Truck. Ostrava: Department of Machine Parts and Mechanisms, of Mechanical Engineering VŠB - Technical University of Ostrava, 2009, 60 p. Thesis, head Moravec , V.

This thesis occupies with design analysis of the real gearbox ZF 6S 1000 TO which used in the middle-sized Truck TATRA 810 used by the Armed Forces of the Czech Republic. At first thesis occupies with identification of kinematic involute gearing of this gearbox. The geometric calculations were made here and then I analyzed geometry of gearing for the factors of the quality. The Gearing was analyzed in term used modifications of shape tooth faces, precision of production and its technology of final machining of surface too. After then thesis occupies with strength calculations of kinematic involute gearing and its evaluation. In next part thesis occupies with identification of bearings and bearings which serve as shafts supports I analyzed of their loads too. Attachments of thesis consist of: the tables which summary geometry of gearing, the protocols from CNC measurement, the strength calculations of kinematic gearing and the computing models of the shafts with course of their loads. Attachments of thesis consist of: the measured assembly drawing and the measured drawings of components of this gearbox. The production drawing of the input shaft and the production drawing of cogwheel for constant mesh are attached too.

OBSAH DIPLOMOVÉ PRÁCE

1	ÚVOD.....	10
1.1	Cíle diplomové práce	10
1.2	Historie a současnost společnosti TATRA, a.s.	11
1.3	TATRA 810	11
1.4	Základní parametry převodovky ZF - Ecolite 6 S 1000 TO dle výrobce	13
2	MĚŘENÍ A IDENTIFIKACE GEOMETRIE OZUBENÍ	14
2.1	Použitá měřidla a měřicí přístroje	14
2.2	Měření pracovních osových vzdáleností hřídelí a_w	15
2.3	Identifikace základních geometrických parametrů kinematického ozubení	16
2.4	Souhrn ručně naměřených a odečtených parametrů kinematických ozubení	19
2.5	CNC 3D měření geometrie kinematických ozubení	22
2.6	Souhrn identifikované geometrie kinematického ozubení.....	23
2.7	Identifikace základních geometrických parametrů ozubení pro synchronizaci.....	24
3	ZHODNOCENÍ GEOMETRIE KINEMATICKÉHO OZUBENÍ.....	26
3.1	Hodnocení součinitelů záběrů ozubení [7], [13].....	27
3.2	Hodnocení měrných skluzů Θ_i	28
3.3	Rozdělení výškové jednotkové korekce	28
3.4	Posouzení protokolu z měření kinematických soukolí	31
4	STANOVENÍ VSTUPNÍCH A VÝSTUPNÍCH PARAMETRŮ PŘEVODOVKY	37
4.1	Využití jednotlivých rychlostních stupňů dle DIN 3990	37
4.2	Vstupní parametry.....	37
4.3	Průběhy max. kroutících momentů a otáček.....	38
5	PEVNOSTNÍ VÝPOČET OZUBENÍ.....	39
5.1	Použitý materiál	39
5.2	Použitá metodika pevnostního výpočtu kinematického ozubení	39
5.3	Výpočet součinitele střídavého zatížení pro vložené kolo.....	41
5.4	Výsledky pevnostního výpočtu kinematického ozubení.....	42
6	IDENTIFIKACE LOŽISEK A VÝPOČET HŘÍDELÍ	44
6.1	Mazání hodnocené převodovky	44
6.2	Přehled identifikovaných ložisek uložení hřídelí.....	45
6.3	Přehled identifikovaných volných ložisek pod výstupními koly.....	47
6.4	Metodika určení zatížení ložisek uložení hřídelí	48
6.5	Základní vztahy pro výpočet hřídelí	49
6.6	Výstupní hřídel (H4).....	50
6.7	Osa vloženého kola zpětného chodu (H3)	51
6.8	Předloková hřídel (H2)	52
6.9	Vstupní hřídel (H1).....	53
6.10	Shrnutí výpočtů hřídelí a ložisek.....	54
7	ZÁVĚR.....	55
8	POUŽITÁ LITERATURA A VÝPOČETNÍ SOFTWARE.....	57
9	PŘÍLOHY	59
10	PODĚKOVÁNÍ.....	60

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ

a	Součinitel rozlišující typ styku valivých tělísek ložiska s pouzdem	[-]
A, B, C, D, E, F	Místa uložení hřídelí ve skříní převodovky	[-]
a_w	Osová pracovní vzdálenost spoluzabírajících kol	[mm]
b	Šířka ozubení	[mm]
b_d	Přesazení ozubených kol vůči sobě v záběru	[mm]
b_w	Společná záběrová šířka ozubení	[mm]
C	Dynamická únosnost ložiska	[kN]
C_0	Statická únosnost ložiska	[kN]
c_a	Výšková modifikace tvaru evolventy	[μm]
c_a^*	Jednotková hlavová vůle	[-]
c_b	Podélná modifikace tvaru boční křivky	[μm]
d	Roztečný průměr ozubení	[mm]
d_a	Hlavový průměr ozubení	[mm]
d_b	Základní průměr	[mm]
d_f	Patní průměr ozubení	[mm]
$d_{f,E}$	Patní průměr ozubení - změřený	[mm]
$d_{f,V}$	Patní průměr ozubení - vypočtený	[mm]
d_t	Průměr válečku (kuličky) pro měření kontrolního rozměru	[mm]
$d_{w,i}$	Valivý průměr ozubení	[mm]
F_a	Axiální zatížení ložiska	[kN]
$F_{a,i}$	Axiální síla v ozubení	[N]
$F_{e,i}$	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	[kN]
$f_{f\alpha}$	Úchylka tvaru profilu	[μm]
$f_{f\beta}$	Úchylka tvaru boku zubu	[μm]
$f_{H\alpha}$	Úchylka tvaru úhlu profilu	[μm]
F_{me}	Ekvivaletní střední dynamické zatížení ložiska	[kN]
F_p	Součtová úchylka roztečí	[μm]
$f_{p,max}$	Maximální úchylka obvodových roztečí	[μm]
F_r	Obvodové házení ozubení	[μm]
F_r	Radiální zatížení ložiska	[kN]
$F_{r,i}$	Radiální síla v ozubení	[N]
$F_{t,i}$	Obvodová síla v ozubení	[N]
H_1, H_2, H_3, H_4	Označení hřídelí	[-]
h_a^*	Jednotková výška hlavy zubu	[-]
h_f^*	Jednotková výška paty zubu	[-]
i	Převod	[-]
j_n	Normální boční vůle	[mm]
K_i	Označení ozubeného převodového kola	[-]
K_i	Součinitele přídavného zatížení	[-]
m_a	Změna úhlu záběru	[°]
m_b	Podélná modifikace změnou úhlu šroubovice	[°]
M_i	Kontrolní rozměr ozubení přes válečky (kuličky)	[mm]
m_n	Normální modul ozubení	[mm]
m_{SF}	Váha SF - Ecolite 6 S 1000 T0 (včetně oleje a přídavných zařízení)	[kg]
m_t	Čelní modul ozubení	[mm]
$n_{l,max}$	Maximální vstupní otáčky do převodovky	[min ⁻¹]
$n_{h,max}$	Maximální otáčky na hnacím kole	[min ⁻¹]

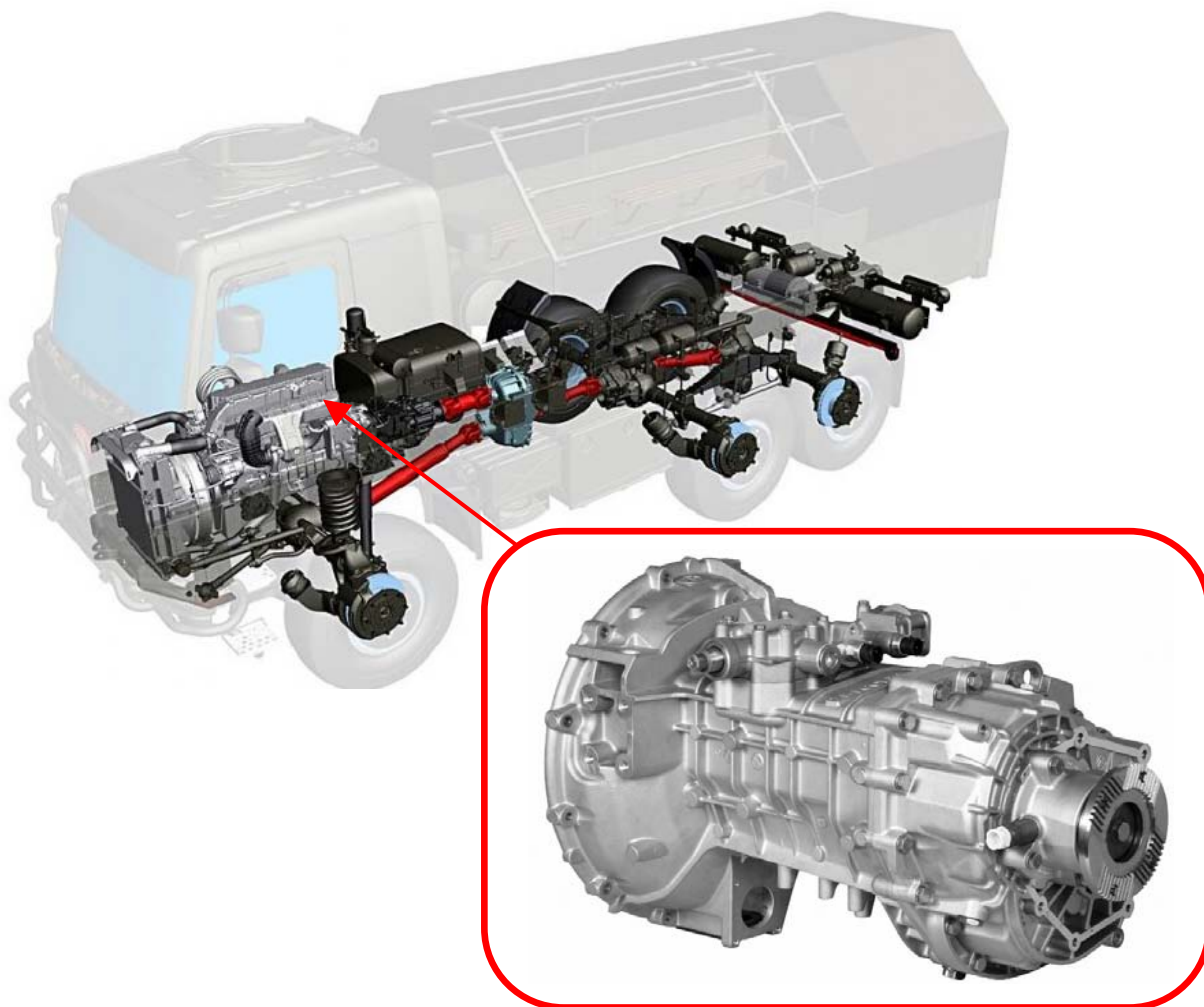
$n_{Hi,i}$	Otáčky na hřídelích při zařazení jednotlivých převodových stupňů	$[min^{-1}]$
p_{nb}	Základní normálna rozteč	$[mm]$
p_{tb}	Základní tečná rozteč	$[mm]$
Q	Stupeň přesnosti ozubení dle DIN 3962	$[-]$
q_i	Podíl zařazení převodového stupně na celkové délce zatížení	$[\%]$
$R_{e,min}$	Minimální mez kluzu pro daný materiál.	$[MPa]$
$R_{m,min}$	Minimální mez pevnosti pro daný materiál.	$[MPa]$
R_S	Kolísání tloušťky zubu	$[\mu m]$
s_a	Tloušťka zubu na hlavovém průměru d_a	$[mm]$
S_F	Bezpečnost v ohybu k mezi únavy σ_{Flim}	$[-]$
S_H	Bezpečnost v dotyku k mezi únavy	$[-]$
s_{nb}	Normálová základní tloušťka zubu	$[mm]$
$T_{l,max,m}$	Maximální kroutící moment vyvinutý požitým motorem	$[Nm]$
$T_{l,max,SF}$	Max. kroutící moment přenositelný převodovkou dle výrobce	$[Nm]$
$v_{1,2}$	Maximální obvodové rychlosti v záběru ozubených kol	$[ms^{-1}]$
$V_{olej,SF}$	Standardní množství oleje v SF - Ecolite 6 S 1000 TO	$[dm^3]$
W	Rozměr přes zuby (vypočtený teoretický)	$[mm]$
W_E	Rozměr přes zuby (změřený)	$[mm]$
X	Součinitel radiálního zatížení ložiska $X=f(e)$	$[-]$
x_i^*	Jednotkové posunutí profilu ozubení	$[-]$
Y	Součinitel axiálního zatížení ložiska $Y=f(e); e=f(F_a/F_r)$	$[-]$
Y_A	Součinitel střídavého zatížení	$[-]$
Y_i	Součinitele pro výpočet napětí v ohybu zubů [7]	$[-]$
z_i	Počet zubů konkrétního ozubení	$[-]$
Z_i	Součinitele pro výpočet napětí v dotyku zubů viz [7]	$[-]$
z_w	Počet zubů, přes které je měřen rozměr přes zuby W	$[-]$
α_n	Úhel profilu	$[\circ]$
α_t	Čelní úhel profilu	$[\circ]$
α_{tw}	Úhel záběru čelní	$[\circ]$
β	Úhel sklonu zubu na roztečné kružnici d	$[\circ]$
β_a	Úhel sklonu zubu na hlavě zubu	$[\circ]$
β_b	Úhel sklonu zubu na základní kružnici d_b	$[mm]$
ΔW	Rozdíl hodnot dvou rozměrů přes zuby z_w a $z_w-1 \approx p_{nb}$	$[mm]$
ε_α	Součinitel trvání záběru profilu	$[-]$
ε_β	Součinitel trvání záběru krokem	$[-]$
ε_γ	Součinitel trvání záběru celkový	$[-]$
ν	Viskozita	$[mm^2/s]$
ρ_f^*	Poměrný radius paty	$[-]$
σ_{Fi}	Napětí v ohybu u ozubení	$[MPa]$
$\sigma_{FO-B}, \sigma_{FO-C}$	Napětí v ohybu bez uvažování přidavných sil dle DIN 3990	$[MPa]$
σ_{HO}	Napětí v dotyku bez uvažování přidavných sil dle DIN 3990	$[MPa]$
$\sigma_{HP} \approx \sigma_{Hlim}$	Přípustné napětí v dotyku zubů	$[MPa]$
σ_{RED}	Maximální redukované napětí dle HMH	$[MPa]$
φ_i	Maximální naklopení hřídele v místě podpory hřídele	$[\circ]$
$\vartheta_{i,a}$	Měrný skluz na hlavě zubu	$[-]$
$\vartheta_{i,f}$	Měrný skluz na patě zubu	$[-]$

1 ÚVOD

1.1 Cíle diplomové práce

Cílem této diplomové práce je zhodnocení šesti stupňové převodovky (ZF – 6 S 1000 TO), která je používána jako hlavní převodovka pro střední nákladní automobil TATRA 810 1R0R26. Jako hlavní cíle byly vytyčeny:

- Nakreslení náměrových výkresů převodu jako podklad pro sestavný výkres.
- Identifikace geometrie ozubení.
- Provedení geometrických výpočtů kinematického ozubení.
- Zhodnocení následných přesných CNC měření geometrie soukolí.
- Zhodnocení geometrie kinematického ozubení.
- Pevnostní výpočet ozubení dle DIN 3990 (díl 41) [10] a jeho vyhodnocení.
- Identifikace ložisek.
- Určení zatížení ložisek.
- Závěrečné zhodnocení převodovky.
- Sestavný výkres převodovky.
- Výrobní výkresy vybraných prvků převodu.



Obr. 1.1 Umístění převodovky v pohonu T810 [2].

1.2 Historie a současnost společnosti TATRA, a.s.

TATRA, a.s. je společnost z více než stopadesátiletou tradicí výroby automobilů. Toto ji řadí mezi nejstarší automobilky světa. Společnost byla založena roku 1850 jako malá rodinná firma vyrábějící kočáry a bryčky. Postupně se rozrůstala a začala se orientovat na nové druhy dopravy. V roce 1882 vyrobila prvních 15 železničních vagónů. V roce 1897 vyrobila první osobní automobil ve střední Evropě (Automobil Präsident), v roce 1898 první nákladní automobil. V meziválečném období se firma jmenovala Ringhoffer - Tatra nebo jen Ringhoffer, podle svého majitele. Nadále vyráběla osobní i nákladní automobily, železniční motorové vozy a dokonce i letadla. Výraznou osobností firmy byl konstruktér a dlouholetý technický ředitel Hans Ledwinka (v Tatře zaměstnán 1897 - 1945). Ten byl tvůrcem dodnes Tatrou využívané koncepce podvozku s centrální rourou a kyvnými nápravami, který se také označuje jako páteřový rám ovšem ve světě je známější označení Tatra - concept. Tatra je také známa převážným využíváním vzduchem chlazených motorů. Po druhé světové válce vyráběla Tatra především nákladní automobily, ale také luxusní limuzíny pro vedoucí pracovníky a stranické funkcionáře. Pro testování vyráběných vozů postavila Tatra v Kopřivnici testovací polygon nazývaný Tatra polygon. V roce 1989 došlo k útlumu výroby osobních automobilů a problémům s privatizací, které vedly k úpadku firmy. V té době se firmě podařilo získat velkou armádní zakázku, která jí pomohla překonat krizi. Po táhlých jednáních se zahraničními investory se nakonec americké společnosti Terex Corporation, která se zabývá výrobou těžké mechanizace, podařilo získat většinový podíl společnosti Tatra a. s. Tím se Tatra jednoznačně přeorientovala na výrobu těžkých terénních nákladních vozů. Díky společnosti Terex se Tatře také podařilo proniknout i na západní trhy, ovšem pouze se zanedbatelným výsledkem. V říjnu roku 2006 Tatra koupila společnost Blue River, vlastněná převážně českými finančníky. Západní trhy (hlavně Austrálii) však firma neztratila a naopak posílila vývoz do Ruska, přičemž se i výrazně etablovala zpět na trzích v Česku a ve střední a jihovýchodní Evropě. Na jaře 2007 společnost Tatra oznámila záměr investovat významně do modernizace výroby a posílit kapacity výroby, která již nebyla schopna uspokojit zvýšenou poptávku po vozech. Současná světová finanční krize opět způsobila podniku nemalé problémy. [1]; [2]; [3]; [4]

1.3 TATRA 810

Hodnocená převodovka se používá právě v tomto nákladním automobilu. Jedná se o střední třínápravové vojenské nákladní vozidlo. Tatra T-810 je technicky značně odlišná od ostatních Kopřivnických vozidel. T-810 nenavazuje na žádného svého předchůdce z produkce Tatry. Nemá vzduchem chlazený motor, nápravy ani jiné charakteristické prvky. Vozidlo vychází z konceptu ROSS R.210, který pochází od společnosti ROSS, a.s.(Roudnické Strojírny a Slévárny) a měl nahradit zastaralé Pragy V3S ve výzbroji armády České republiky. ROSS, a.s. roku 1998 zkrachoval a armádě ČR stačil dodat pouze 15 kusů. Roku 2002 se věci dávají opět do pohybu, kdy TATRA, a.s. kupuje projekt R210 (výrobní dokumentace a závazky pro armádě ČR) a celý model předělává (zkvalitnění záruk, splnění norem ISO, zcela nová kabina, ...). Roku 2005 tak vzniká model T-810, který je poprvé představen veřejnosti jako Tatra R.210 12.VV 6x6. Vozidlo prodělává během následujících 2 let mnoho úprav a nakonec je představena řada T-810. Definitivní verze, dodávaná armádě ČR byla představena v listopadu 2007, armádou pak byla schválena v únoru 2008. Automobil je určen pro přepravu osob a materiálu na silnici i v terénu. [1]; [2]; [3]; [4]

Motor a převodovka

Motor je přepínaný vznětový šestiválec Renault DXi7 240-EC01, chlazený kapalinou o max. výkonu 177 [kW] při 2300 [min⁻¹] spojený se synchronizovanou převodovkou ZF 6S 1000 TO pomocí jednolamelové spojky Renault a přírubou SAE2. Ta je dále spojena kloubovým hřídelem s přídatnou dvoustupňovou sestupnou převodovkou ZF Steyer VG 750. Motor splňuje emisní limity Euro III (bez použití SCR či obdobných systémů).

Podvozek:

Nosnou konstrukci tvoří žebřinový rám nesoucí tuhé portálové nápravy vlastní konstrukce s kotoučovými brzdami a sestupnými redukcemi v kolech SABS. Odpružení je vpředu vinutými pružinami, vzadu půl-eliptickými listovými pružinami. Toto vše umožňuje T-810 stoupavost až do 70% kopců (tj. 31,5°). T-810 má trvalý pohon všech 3 náprav. Tatra 810 je vybavena centrálním dohušťováním pneumatik, a proto na vozidle nenajdeme rezervu (byla odebrána v rámci odlehčení vozidla). Na tento podvozek je možné montovat valníky, nosiče kontejnerů, vyprošťovací zařízení či cisterny nebo úplně speciální nástavby.

Kabina:

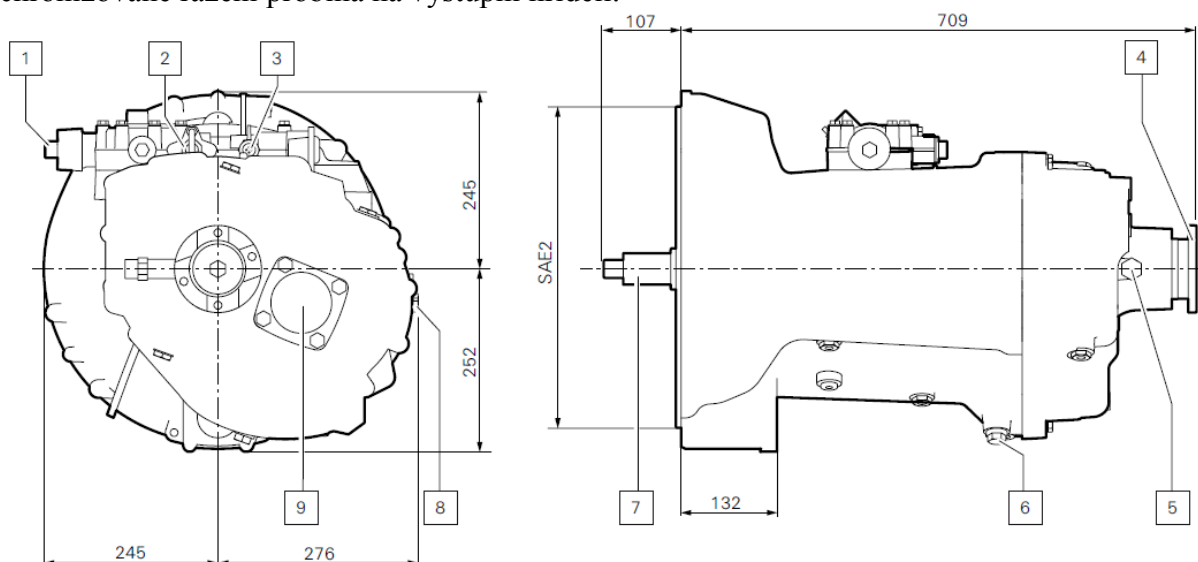
Renault Midlum - třímístná, dvoudveřová, trambusová, sklopná vpřed (ruční hydraulické sklápění). Je vybavena integrovanou topnou, ventilační a klimatizační jednotkou. Kabina zajišťuje ochranu posádky před střepinami ručních granátů a protipěchotních min (to odpovídá balistické ochraně Level 1) a umožňuje např. lafetaci kulometu. Výška přes kabinu je 3,3 m, v zatíženém stavu pak 3,25 m. Tatra T-810 je vybavena navijákem typu SEAL SPH-80 s hydraulickým pohonem. Je namontovaný v zadním převisu rámu a lano je vyvedeno dopředu, dozadu a na plošinu valníku. Ovládání je prováděno z kabiny (tažná síla až 78 kN).

Tab. 1.1 – Základní parametry T810 -810-1ROR26 13 177 6x6.1R [3].

Motor:	Renault DXi7 240 EC-01	Řízení:	levostranné
Chlazení:	Vodou	Provozní vlastnosti:	
Válce [uspořádání, počet]:	R6	Max. rychlost [km.h ⁻¹]:	106
Obsah [l]:	7,14	Omezovač max. rychlosti [km.h ⁻¹]:	85
Výkon [kW/rpm]:	177/ 2300	Spotřeba paliva [l.100km ⁻¹]:	28,5 až 66
Max. k. moment [Nm/rpm]:	920/ 200-1600	Emisní limity [Euro]:	III
Převodovka:	ZF 6S 1000 TO	Taktické údaje:	
Celkem stupňů vpřed [°]:	12	Nájezdové úhly Přední/Zadní [°]:	38 / 37
Celkem stupňů vzad [°]:	2	Světla výška [mm]:	430
Rozměry:		Brodivost [cm]:	120
Šířka / délka / výška [mm]:	2550 / 7365 / 3300	Stoupavost [%]:	70
Hmotnosti:		Boční náklon [%]:	40
Pohotovostní hmotnost [kg]:	7300	Dojezd [km]:	800
Užitečná hmotnost [kg]:	5700	Pohon:	6x6
Max. hmotnost [kg]:	13000	Tažná síla [kN] navijáku:	78
Max. hmotnost přívěsu [kg]:	8000	Pneumatiky:	14.5 R20
Kabina:	Renault Midlum	Provozní teploty [°C]:	-32 (-25) až +44
Typ:	trambusová, sklopná vpřed	Baterie [V/Ah]:	4 x 12 / 180
Provedení [poč. dveří]:	2	Palivová nádrž [l]:	320

1.4 Základní parametry převodovky ZF - Ecolite 6 S 1000 TO dle výrobce

Jedná se o mechanickou 6-ti stupňovou, manuální, synchronizovanou převodovku (kromě zpátečky). Ovládní řazení rychlostních stupňů je realizováno bowdeny s tlakovzdušným posilovačem, s vývodem pro pomocný pohon čerpadla navijáku. Rychlost vozidla je snímána na přední stěně skříně přidavného převodu. Skříň převodovky se skládá z tunelového odlitku v jednom kuse se skříní setrvačníku a se zadním víkem skříně. Synchronizované řazení probíhá na výstupní hřídeli.



Obr. 1.2 Schéma skříně zkoumané převodovky [4].

Schéma (Obr. 1.2) zobrazuje základní přípojovací rozměry převodovky ZF - Ecolite 6 S 1000 TO. Bližší parametry podle výrobce převodovky jsou uvedeny v tab. 1.1

Popis schématu (Obr. 1.2):

- 1 – Řadicí výstup.
- 2 – Výstup signálu „neutral“.
- 3 – Výstup signálu „zpětný chod“.
- 4 – Výstup z převodovky.
- 5 – Senzor pro měření rychlosti.
- 6 – Výpust' oleje.
- 7 – Vstupní hřídel převodovky.
- 8 – Doplnění oleje a kontrola jeho hladiny.
- 9 – Přípojné místo pro přidavný pohon navijáku.

Tab 1.1 Základní parametry převodovky ZF 6S 1000 TO [4].

Typ převodovky:				ZF - Ecolite 6S 1000 TO		
Maximální kroutící moment [Nm]				$T_{1,max,ZF} = 1050\ Nm$		
Váha (s olejem a přídatnými zařízeními)				$m_{ZF} \approx 106\ kg$		
Množství oleje (standardní)				$V_{olej,ZF} = 9,3\ dm^3$		
Třída oleje				Olej třídy dle ZF : TE-ML 02 ¹		
Skříň setrvačníku				příruba SAE2		
Převodové poměry:						
1	2	3	4	5	6	R
6,75	3,60	2,13	1,39	1,00	0,78	6,06

¹ Bližší informace k třídě oleje a jeho parametrům dle [5].

2 MĚŘENÍ A IDENTIFIKACE GEOMETRIE OZUBENÍ

2.1 Použitá měřidla a měřící přístroje

Použitá talířkové mikrometry:

Tab. 2.1.

Název:	Rozsah	Přesnost	Označení Tatra	Validace do
SOMET ČSN 251472	75-100[mm]	0,01[mm]	-	10/2010
SOMET ČSN 251472	50-75[mm]	0,01[mm]	-	10/2010
Mitutoyo 323_512_30/ 1085113	25-50[mm]	0,001[mm]	č.656	10/2010
Mitutoyo 323_511N/ 3486169	0-25[mm]	0,001[mm]	č.3486169	10/2010

Použitá posuvná měřidla:

Tab. 2.2.

Název:	Rozsah	Přesnost	Označení Tatra	Validace do
Posuvné měřidlo Mitutoyo CD-15CPX	0-150[mm]	0,01[mm]	vlastní	nové
Posuvné měřidlo Mitutoyo 907.902	0-300[mm]	0,01[mm]	vlastní	nové
Hloubkoměr VDS-15DCX	0-150[mm]	0,01[mm]	vlastní	nové
Výškoměr Mitutoyo 192-615	0-1000[mm]	0,01[mm]	-	10/2010

Ostatní použitá měřidla:

Měřicí válečky (trny) SOMET - byly použity k měření rozměrů přes válečky
Přesné broušené ocelové desky 150[mm] x 50[mm] x 15[mm]

CNC měření evolvent kinematického ozubení probíhalo v měřících laboratořích Tatry a.s. na těchto měřících přístrojích:

KLINGELNBERG P65 Analytical CNC Checker – rok výroby 2008
KLINGELNBERG PNC30 CNC Gear Test Machine – rok výroby 1992

2.2 Měření pracovních osových vzdáleností hřídelí a_w

Pro výpočet geometrie ozubení bylo nutné měřit osové vzdálenosti mezi jednotlivými hřídelemi převodovky. Ty byly přesně změřeny pomocí CNC 3D měření víka převodovky provedené v Tatře a.s..

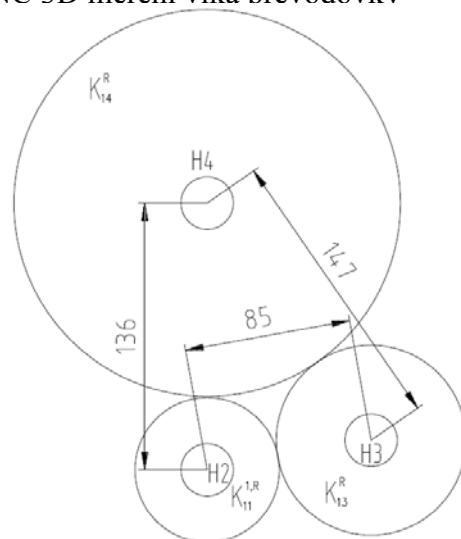
Označení hřídelí převodovky a osové vzdálenosti:

Tab. 2.3 Označení hřídelí.

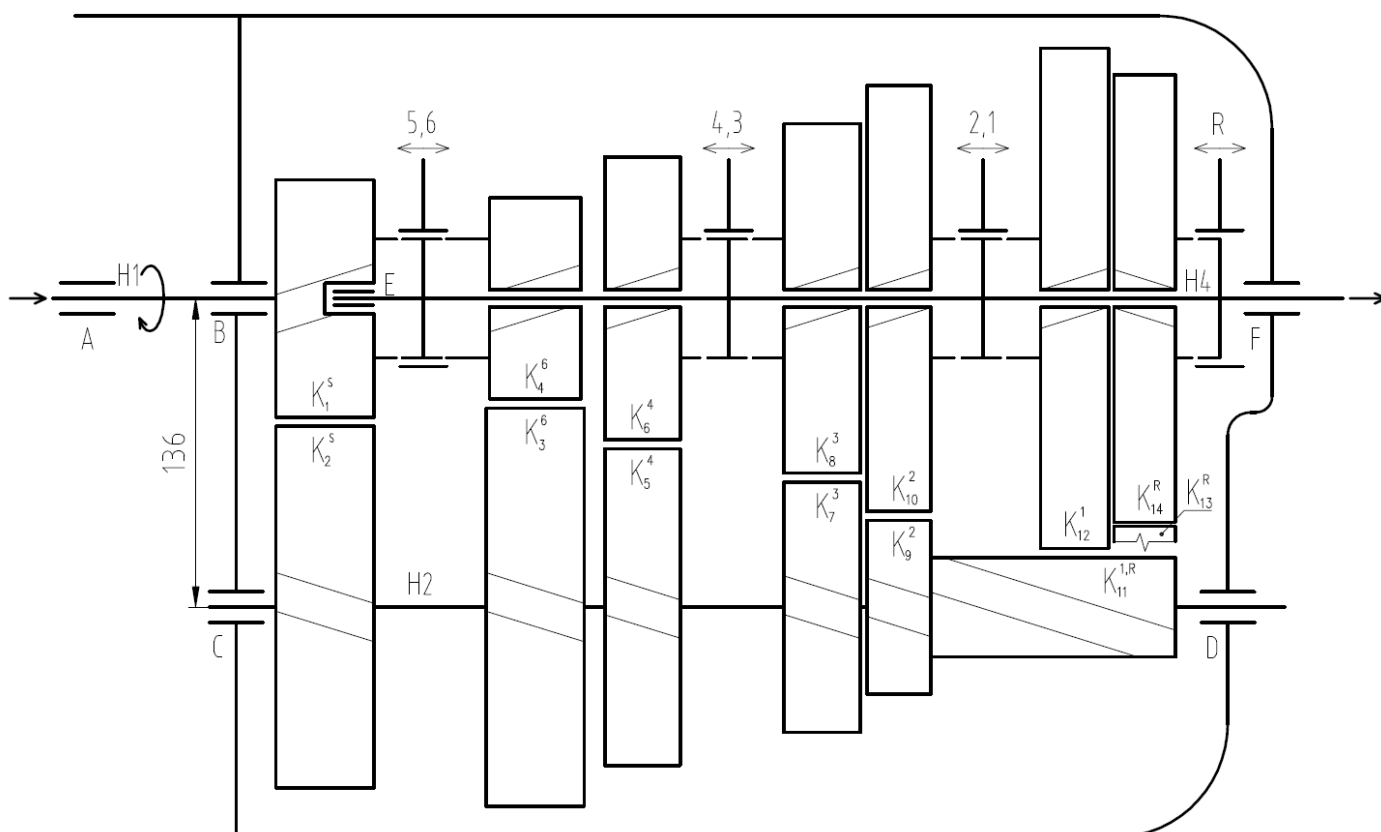
Název hřídele	Označení (zkráceně)
Vstupní hřídel	Hřídel 1 (H1)
Předloková hřídel	Hřídel 2 (H2)
Osa vloženého kola R	Hřídel 3 (H3)
Výstupní hřídel	Hřídel 4 (H4)

Tab. 2.4 Pracovní osové osové vzdálenosti hřídelí a_w .

a_w [mm]	Hřídel 1	Hřídel 2	Hřídel 3	Hřídel 4
Hřídel 1	-	$a_{w1,2}=136$	$a_{w1,3}=147$	0
Hřídel 2	$a_{w1,2}=136$	-	$a_{w2,3}=85$	$a_{w1,2}=136$
Hřídel 3	$a_{w1,3}=147$	$a_{w2,3}=85$	-	$a_{w1,3}=147$
Hřídel 4	0	$a_{w1,2}=136$	$a_{w1,3}=147$	-



Obr. 2.1 Naměřené pracovní osové vzdálenosti hřídelí a_w .



Obr. 2.2 Schéma převodovky s označením členů převodu.

2.3 Identifikace základních geometrických parametrů kinematického ozubení

Samotné převodové ústrojí jsem proměřil a orientačně zkreslil do výkresové dokumentace viz přílohy. Identifikací ozubení rozumím určení základních parametrů ozubení, které určují tvar zubů. Na soukolích byly pro předběžnou identifikaci geometrie změřeny a spočteny tyto parametry:

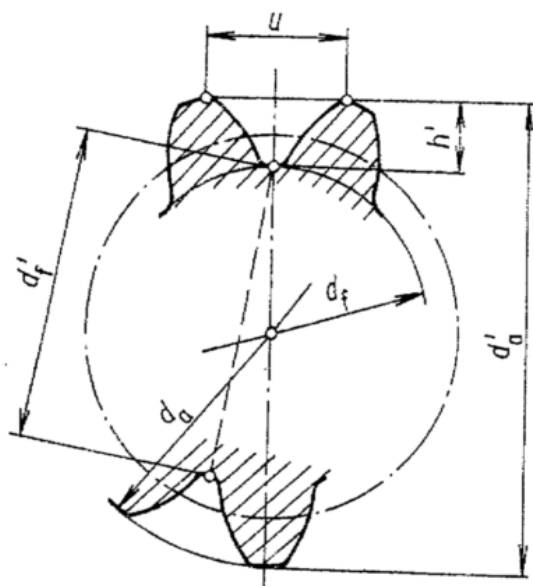
- Pracovní osové vzdálenosti a_w (CNC 3D měření viz bod 2.2).
- Počty zubů kol z .
- Hlavové průměry kol d_a (posuvnými měřidly).
- Patní průměry $d_{f,E}$ (posuvnými měřidly).
- Úhel sklonu na hlavě β_a (viz popis měření níže).
- Rozměry přes zuby W_E (talířkovými mikrometry).
- Šířka kol ozubení b (posuvnými měřidly).

Některé geometrické parametry změřené jsou skutečné s úchylkou pro vytvoření boční vůle, s čímž musím počítat, a proto je označím indexem E. Z těchto hodnot jsem pak vycházel pro identifikaci základních geometrických parametrů ozubení. Hodnoty naměřených patních a hlavových průměrů u kol s lichým počtem zubů nejsem schopen přesně změřit přímou metodou ručně, proto využívám nepřímou metodu měření. Pro patní a hlavový průměr pak platí [6]:

$$d_{fE} \doteq d_{fE} \left(1 + \frac{1,234}{z^2} \right) \quad (2.1)$$

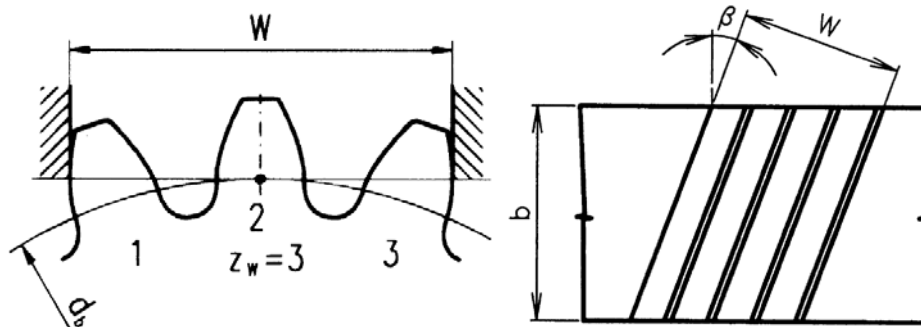
$$d_a \doteq d_a' + \frac{u^2}{2d_a'} \quad (2.2)$$

Z vztahů (2.1) a (2.2) jsem schopen nepřímou určit patní průměr kola pomocí posuvného měřítka, avšak hlavový průměr d_f ne, protože díky sražení profilu na hlavě nejsem schopen určit parametr u viz obr. 2.3.



Obr. 2.3 Určení hlavových a patních průměrů u kol s lichým počtem zubu [6].

Měření rozměrů přes zuby talířkovým mikrometrem [7]; [8]:



Obr. 2.4 Náčrty postupu měření kontrolního rozměru přes zuby talířkovým mikrometrem [7].

Jedná se o nejčastěji používanou metodu nepřímého měření tloušťky zubů a je v hojné míře používána pro kontrolu ozubení. Poloha bodů dotyku talířků mikrometru závisí na počtu zubů, přes které měřím. Čím větší je počet měřených zubů z_w , tím jsou body dotyku dále od středu kola. Na výpočet počtu zubů, přes které budu měřit, existují vztahy, které jsou zakomponovány do použitého softwaru GEOMETRIE [18], který využívám k identifikaci ozubení. Tento software mi ukáže vhodný počet zubů z_w , přes které mám měřit rozměr přes zuby W a také jaký rozsah počtu zubů můžu měřit, abych se pohyboval na evolventním profilu. U kol se šikmými zuby jsem také omezen podmínkou, že šířka kola splňuje $b > W \cdot \sin \beta$. Naměřené hodnoty přes zuby jsou skutečné s úchylkou pro vytvoření boční vůle, s čímž musím počítat, a proto je označím indexem E. Rozměry přes zuby byly použity pro hodnocení boční vůle ozubených kol j_n , rozdělení sumy jednotkových korekcí x_Σ , a kontroly ostatních geometrických parametrů identifikovaného ozubeného soukolí.

Dále určím přibližné rozměry základních kružnic d_b a úhlů sklonu zubu β (6) podle následujících vztahů. Vycházím ze změřených kontrolních hodnot přes zuby W_E :

Dle [6] lze odvodit úhel sklonu zubu na základní kružnici β_b jako:

$$\beta_b = \arctan\left(\frac{d_b}{d_a} \cdot \tan \beta_a\right) \quad (2.3)$$

Ten lze určit i odvozením z kontrolních rozměrů přes zuby:

$$\begin{aligned} \Delta W &= p_{nb} = p_{tb} \cdot \cos \beta_b; \quad p_{nb} = \frac{\pi d_b}{z} \Rightarrow \Delta W = \frac{\pi d_b}{z} \cos \beta_b \\ \Rightarrow \beta_b &= \arccos\left(\frac{\Delta W \cdot z}{\pi \cdot d_b}\right) \end{aligned} \quad (2.4)$$

kde je ΔW ... rozdíl dvou kontrolních rozměrů přes zuby

p_{nb} ... základní normálová rozteč

p_{tb} ... základní tečná rozteč

d_b ... základní průměr

d_a ... hlavový průměr

z ... počet zubů

Kombinaci těchto vztahů potom určím přibližně z ručně naměřených hodnot dva základní parametry ozubení. Průměr základní kružnice d_b a úhel sklonu šroubovice β :

$$\beta_b = \arccos\left(\frac{\Delta W \cdot z}{\pi \cdot d_b}\right) = \arctan\left(\frac{d_b}{d_a} \cdot \tan(\beta_a)\right) \quad (2.5)$$

⇓

$$d_b = \frac{\Delta W \cdot d_a \cdot z \cdot \sqrt{(\pi \cdot d_a + \Delta W \cdot z \cdot \tan(\beta_a)) \cdot (\pi \cdot d_a - \Delta W \cdot z \cdot \tan(\beta_a))}}{\pi^2 \cdot d_a^2 - W^2 \cdot z^2 \cdot \tan(\beta_a)^2}$$

$$\beta = \arcsin \frac{\sin(\beta_b)}{\cos(\alpha_n)} \quad (2.6)$$

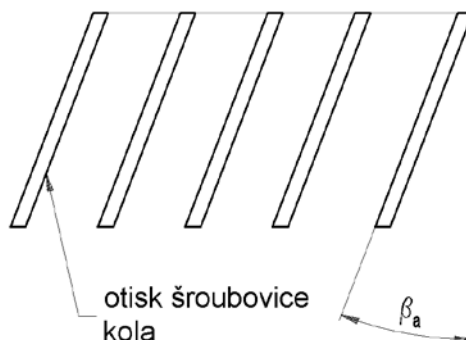
α_n je úhel profilu, který neznám, ale snažím se jej odhadnout.

Dále odvozují z kontrolních rozměrů přes zuby přibližnou hodnotu normálního modulu ozubení m_n :

$$\Delta W = p_{nb} = \pi \cdot m_n \cdot \cos \alpha_n \Rightarrow m_n = \frac{\Delta W}{\pi \cdot \cos \alpha_n} \quad (2.7)$$

Metodika měření úhlu sklonu zubů na hlavě β_a :

Přibližné změření úhlů sklonů zubů na hlavových kružnicích β_a jsem provedl pomocí otisku šroubovice ozubeného kola na papír. Poté jsem pomocí školního pravítka a tužky zvýraznil otisky stop šroubovice kola. Následně jsem pomocí stolního scanneru převedl tento otisk do AutoCADu [22]. Zde jsem provedl změření β_a . Měření jsem opakoval pro obě kola soukolí opakovaně. Za úhel β_a jsem poté považoval aritmetický průměr těchto měření. Přepočet naměřeného β_a na přibližnou hodnotu úhlu sklonu šroubovice β pak provedu pomocí vztahu



Obr. 2.5 Metoda zjišťování úhlu sklonu šroubovice na hlavovém průměru β_a .

Podle [6] dále hledám hodnoty dalších parametrů soukolí podle níže napsaných vztahů.

Normální základní tloušťka zubu:

$$s_{nb,E} = W_E - (z_w - 1) p_{nb} \quad (2.8)$$

Kde je $(z_w - 1)$ počet zubu, přes které je měřeno $W_E - 1$

Čelní úhel profilu $\alpha_{t,E}$:

$$\alpha_{t,E} = \arctan\left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}\right) \quad (2.9)$$

Jednotkové posunutí profilu:

$$x_E^* = \frac{s_{nb,E}}{2m_n \sin \alpha_n} - \frac{0,5\pi + z \cdot \text{inv}(\alpha_{t,E})}{2 \tan(\alpha_n)} \quad (2.10)$$

Roztečný průměr:

$$d = m_t \cdot z = z_{1,2} \cdot \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (2.11)$$

Jednotková výška paty:

$$h_{f,E}^* = \frac{d - d_{f,E}}{2 \cdot m_n} + x_E^* \quad (2.12)$$

Jednotková výška hlavy:

$$h_{a,E}^* = \frac{d_a - d}{2 \cdot m_n} - x_E^* \quad (2.13)$$

Poměrná hlavová vůle:

$$c_{a,E}^* = h_{f,E}^* - h_a^* \quad (2.14)$$

Tímto způsobem jsem hledal základní geometrické parametry ozubení a jeho skutečnou geometrii. Následně byly soukolí proměřeny na CNC měřicích přístrojích Klingelnberg, kde byl zjištěn přesně úhel úhlu sklonu šroubovice β , úhel profilu α_n a normální modul m_n . Tyto zpřesněné údaje pak byly použity k nalezení geometrie ozubení. Výstupem toho měření byly měřicí protokoly (jsou přiloženy v přílohách), z kterých lze odhadnout modifikace boku zubů a jednotlivých úchylek přesnosti, které jsou hodnoceny níže.

2.4 Souhrn ručně naměřených a odečtených parametrů kinematických ozubení

Skutečnost, že převodovka již byla použita, byla využita k přibližnému změření otisků spoluzabírajících kol na ozubení pro lepší určení polohy kol vůči sobě při záběru, což má vliv na pevnostní výpočet a průběh zatížení hřídelí. Pátý rychlostní stupeň nemá kinematický převod, ale je realizován spojením vstupní a výstupní hřídele ($i_5=1$).

Tab. 2.5 Ručně naměřené a odečtené údaje k ozubení stálého záběru.

	Hnací kolo		Hnané kolo	
Rychlostní stupeň	STÁLÝ ZABĚR			
Označení členu převodu (Obr. 2.2)	K_1^S		K_2^S	
Název součásti	Vstupní hřídel		Hnané kolo stálého záběru	
Číslo výkresu/číslo dílu dle ZF	ZF1346302047ZHU		ZF1346303038ZHU	
Počet zubů [-]	21		40	
Šířka zubů b [mm]	43,1		39,9	
Průměr hlavový d_a [mm]	104,5		187	
Průměr patní d_{fE} [mm]	82,6		165,5	
Úhel sklonu na hlavě β_a [°]	29,86			
Smysl stoupání šroubovice [-]	LEVĚ		PRAVĚ	
Rozměr přes zuby	31,61/3	43,08/4	55,56/5	67,07/6
W_E [mm]/ z_w [-]	54,54/5	65,91/6	78,41/7	89,59/8
Typ uložení syn. kužele na kole	DIN 5480 70 x 1,50 x 30,00 x 45,00 9G/ 9g		-	
Typ uložení kola na hřídeli	Součástí vstupní hřídele		Pravděpodobně nalisováno na předlohové hřídeli (nebylo demontováno)	

Tab. 2.6 Ručně naměřené a odečtené údaje k ozubení 6. rychlostního stupně.

	Hnací kolo		Hnané kolo	
Rychlostní stupeň	6			
Označení členu převodu (Obr. 2.2)	K_3^6		K_4^6	
Název součásti	Předlokové kolo 6. rst		Výstupní kolo 6. rst	
Číslo výkresu/číslo dílu dle ZF	ZF1346303039ZHU		ZF134630304048ZHU	
Počet zubů [-]	56		23	
Šířka zubů b [mm]	39,9		40,85	
Pr. hlavový změřený d_a [mm]	198,25		88,7	
Pr. patní změřený d_{fE} [mm]	181,4		72,17	
Úhel sklonu na hlavě β_a [°]	24,44			
Smysl stoupání šroubovice [-]	PRAVĚ		LEVĚ	
Rozměr přes zuby	63,67/7	81,76/9	25,95/3	35,11/4
W_E [mm]/ z_w [-]	72,63/8	90,96/10	44,26/5	-
Typ uložení syn. kužele na kole	-		DIN 5480 70 x 1,50 x 30,00 x 45,00 9G/9g	
Typ uložení kola na hřídeli	Pravděpodobně nalisováno na předlokové hřídeli (nebylo demontováno)		Volně uloženo na jehl. dvouřadém ložisku Označení ložiska: TORR-BNH-602-906-PA66-GF25	

Tab. 2.7 Ručně naměřené a odečtené údaje k ozubení 4. rychlostního stupně.

	Hnací kolo		Hnané kolo	
Rychlostní stupeň	4			
Označení členu převodu (Obr. 2.2)	K_5^4		K_6^4	
Název součásti	Předlokové kolo 4. rst		Výstupní kolo 4. rst	
Číslo výkresu/číslo dílu dle ZF	ZF1346303???ZHU (neznámé přesně)		ZF1346304099ZHU	
Počet zubů [-]	37		27	
Šířka zubů b [mm]	31,5		33,2	
Průměr hlavový d _a [mm]	166		124,6	
Průměr patní d _{fE} [mm]	145,13		103,83	
Úhel sklonu na hlavě β _a [°]	27,89			
Smysl stoupání šroubovice [-]	PRAVĚ		LEVĚ	
Rozměr přes zuby	42,4/4	53,44/5	30,72/3	41,73/4
W _E [mm]/z _w [-]	64,48/6	75,44/7	52,25/5	63,46/6
Typ uložení syn. kužele na kole	-		DIN 5480 100 x 2,00 x 30,00 x 48,00 7G/9g	
Typ uložení kola na hřídeli	Pravděpodobně nalisováno na předlokové hřídeli (nebylo demontováno)		Volně uloženo na jehl. dvouřadém ložisku Označení ložiska: TORR-BNH-602-939-PA66-GF25	

Tab. 2.8 Ručně naměřené a odečtené údaje k ozubení 3. rychlostního stupně.

	Hnací kolo		Hnané kolo	
Rychlostní stupeň	3			
Označení členu převodu (Obr. 2.2)	K_7^3		K_8^3	
Název součásti	Předlokové kolo 3. rst		Výstupní kolo 3. rst	
Číslo výkresu/číslo dílu dle ZF	ZF1346303029ZHU		ZF1346304102ZHU	
Počet zubů [-]	26		29	
Šířka zubů b [mm]	30,85		34,1	
Průměr hlavový d_a [mm]	139,8		154	
Průměr patní d_{fE} [mm]	115,5		129,7	
Úhel sklonu na hlavě β_a [°]	29,82			
Smysl stoupání šroubovice [-]	PRAVĚ		LEVĚ	
Rozměr přes zuby	35,08/3	47,61/4	35,16/3	47,8/4
W_F [mm]/ z_w [-]	60,2/5	72,16/6	60,34/5	72,91/6
Typ uložení syn. kužele na kole	-		DIN 5480 105 x 2,00 x 30,00 x 51,00 9G/9g	
Typ uložení kola na hřídeli	Pravděpodobně nalisováno na předlokové hřídeli (nebylo demontováno)		Volně uloženo na jehl. dvouřadém ložisku Označení ložiska: TORR-BNH-602-904-PA66-GF25	

Tab. 2.9 Ručně naměřené a odečtené údaje k ozubení 2. rychlostního stupně.

	Hnací kolo		Hnané kolo	
Rychlostní stupeň	2			
Označení členu převodu (Obr. 2.2)	K_9^2		K_{10}^2	
Název součásti	Předloková hřídel		Výstupní kolo 2. rst	
Číslo výkresu/číslo dílu dle ZF	ZF1346303043ZHU		ZF1346304054ZHU	
Počet zubů [-]	18		34	
Šířka zubů b [mm]	32		32	
Průměr hlavový d_a [mm]	106,3		187,5	
Průměr patní d_{fE} [mm]	81,9		163	
Úhel sklonu na hlavě β_a [°]	23,84			
Smysl stoupání šroubovice [-]	PRAVĚ		LEVĚ	
Rozměr přes zuby	37,8/3	51,77/4	38,62/3	52,61/4
W_E [mm]/ z_w [-]	65,5/5	80,3/6	66,46/5	80,33/6
Typ uložení syn. kužele na kole	-		DIN 5480 105 x 2,00 x 30,00 x 51,00 9G/9g	
Typ uložení kola na hřídeli	Součástí předlokové hřídele		Volně uloženo na jehl. dvouřádem ložisku Označení ložiska: TORR-BNH-602-904-PA66-GF25	

Tab. 2.10 Ručně naměřené a odečtené údaje k ozubení 1. rychlostního stupně.

	Hnací kolo		Hnané kolo	
Rychlostní stupeň	1			
Označení členu převodu (Obr. 2.2)	$K_{11}^{1,R}$		K_{12}^1	
Název součásti	Předloková hřídel		Výstupní kolo 1. rst	
Číslo výkresu/číslo dílu dle ZF	ZF1346303043ZHU		ZF1346304115ZHU	
Počet zubů [-]	11		39	
Šířka zubů b [mm]	79		30	
Průměr hlavový d_a [mm]	73		220,3	
Průměr patní d_{fE} [mm]	48,39		195,2	
Úhel sklonu na hlavě β_a [°]	11,03			
Smysl stoupání šroubovice [-]	PRAVĚ		LEVĚ	
Rozměr přes zuby	26,4/2	41,37/3	57,88/4	73,24/5
W_E [mm]/ z_w [-]	-	-	87,81/6	102,8/7
Typ uložení syn. kužele na kole	-		DIN 5480 105 x 2,00 x 30,00 x 51,00 9H/9g	
Typ uložení kola na hřídeli	Součástí předlokové hřídele		Volně uloženo na jehl. dvouřadém ložisku Označení ložiska: INA >PA46-GF25<	

Tab. 2.11 Ručně naměřené a odečtené údaje k ozubení zpětného chodu.

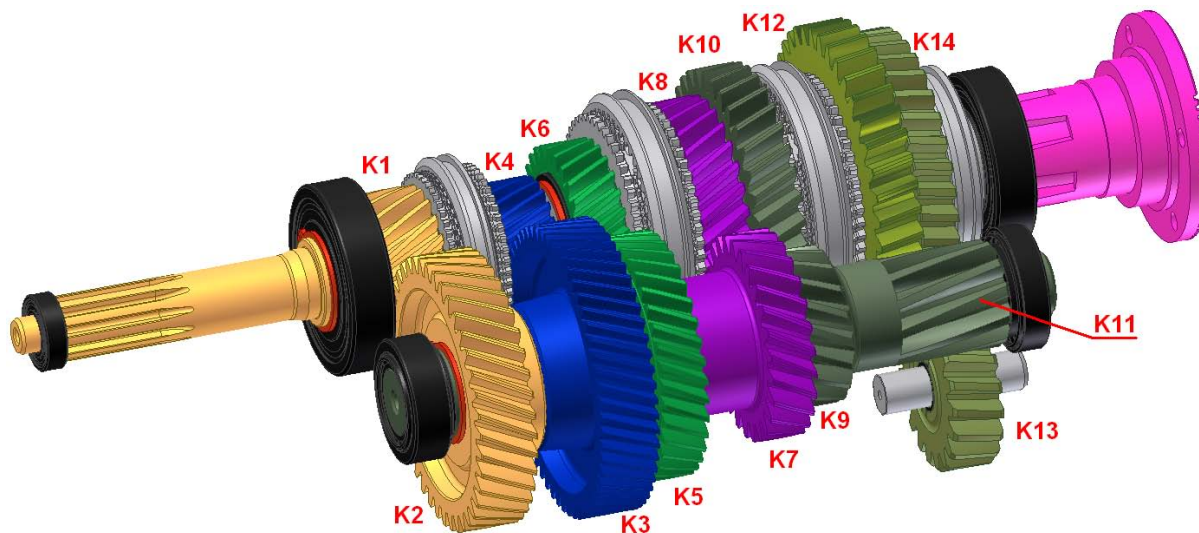
	Hnací kolo		Vložené kolo		Výstupní kolo	
Rychl. stupeň	R					
Ozn. čl. př. (Obr. 2.2)	$K_{11}^{1,R}$		K_{13}^R		K_{14}^R	
Název součásti	Předloková hřídel		Vložené kolo R		Výstupní kolo R	
Č. výkresu	ZF1346303043ZHU		ZF1346305013ZHU		ZF1346304045ZHU	
Počet zubů [-]	11		19		35	
Šířka zubů b [mm]	79		35,75		27	
Pr. hlavový d_a [mm]	73		116,5		197,2	
Pr. patní d_{fE} [mm]	48,39		92,82		173,77	
Úhel skl. na hlavě β_a [°]	11,03					
Smysl stoupání šr. [-]	PRAVĚ		LEVĚ		PRAVĚ	
Rozměr přes zuby	26,4/2	41,37/3	27,33/2	42,33/3	57,85/4	72,84/5
W_E [mm]/ z_w [-]	-	-	57,32/4	-	87,71/6	102,11/7
Uložení syn. kužele	-		-		-	
Uložení kola na hřídeli	Součástí předlokové hřídele		Volně uloženo na dvou jehl. ložiscích Označení ložiska: neznámé		Volně uloženo na jehl. dvouřadém ložisku Oz. ložiska: INA >PA46-GF25<	

2.5 CNC 3D měření geometrie kinematických ozubení



Obr. 2.6 KLINGELNBERG P65 Analytical CNC Checker – přístroj použitý k měření.

V rámci Tatry a.s. byly provedeny CNC měření profilu ozubení. Měření bylo bohužel provedeno bez uvažování jednotkového posunutí ($x_i^* = 0$), které jsme až následně počítali pomocí softwaru geometrie. Měření posloužilo k přesnému zjištění úhlu sklonu šroubovice β , úhlu profilu α_n a normálního modul m_n . Tyto zpřesněné údaje pak byly použity k nalezení geometrie ozubení. Výstupem toho měření byli měřicí protokoly (jsou přiloženy v přílohách), z kterých lze vyčíst tvarové a úhlové modifikace zubů a jednotlivých úchylek přesnosti, které jsou hodnoceny níže.



Obr. 2.7 3D model převodu s označením jednotlivých ozubených kol [22].

2.6 Souhrn identifikované geometrie kinematického ozubení

Tab. 2.12 Souhrn geometrie ozubení pro stálý záběr, 6., 4. a 3. rychlostní stupeň.

Parametr / rychlostní stupeň / ozn. členu převodu (Obr. 2.2)	Stálý záběr		6		4		3	
	K_1^S	K_2^S	K_3^6	K_4^6	K_5^4	K_6^4	K_7^3	K_8^3
Osová vzdál. pracovní a_w [mm]	136							
Počet zubů [-]	21	40	56	23	37	27	26	29
Modul m_n [-]	4		3,25		3,75		4,5	
Úhel profilu α_n [°]	24		26		20,75		27	
Úhel sklonu zubů β [°]	27°20'		23		26		29	
Smysl stoupání [-]	P	L	P	L	P	L	P	L
Šířka zubů b [mm]	43,1	39,9	39,9	40,85	31,5	33,2	31	34,1
Přesazení kol b_d [mm]	2		-1,6		1		0,6	
Společná šířka zubů b_w [mm]	39,9		38,3		31,5		31	
Jednot. posunutí profilu x_i^* [-]	0,08	-0,4067	-1,0852	0,07	0,4065	0,29	-0,5044	-0,6399
Poměrná výška hlavy h_a^* [-]	1,25	1,25	1,2	1,2	1,29	1,29	1,25	1,25
Poměrná hlavová vůle c^* [-]	0,35	0,35	0,25	0,25	0,3	0,3	0,22	0,22
Poměrný rádius paty ρ_f^* [-]	0,1125	0,1125	0,1251	0,1251	0,265	0,265	0,0594	0,0594
Pr. hlavový změřený d_a [mm]	104,5	187	198,25	88,7	166	124,6	139,8	154
Pr. hl. $d_{a,v}$ vypočtený [mm]	105,14	186,80	198,14	89,14	166,85	124,25	139,80	154,02
Pr. patní změřený $d_{f,E}$ [mm]	82,6	165,5	181,4	72,17	145,13	103,83	115,5	129,7
Pr. patní vypočtený $d_{f,V}$ [mm]	82,4	164,06	181,24	72,24	145,50	102,90	116,0	130,22
Souč. trvání záběru profilu ε_α [-]	1,563		1,570		1,596		1,565	
Souč. trvání záběru krokem ε_β [-]	1,458		1,466		1,172		1,063	
Souč. trvání záběru celkový ε_γ [-]	3,021		3,036		2,768		2,628	
Měrný skluz na hlavě $\vartheta_{i,a}$ [-]	0,53	0,56	0,44	0,50	0,51	0,50	0,54	0,54
Měrný skluz na patě $\vartheta_{i,f}$ [-]	-1,28	-1,11	-1,02	-0,80	-1,00	-1,06	-1,16	-1,16

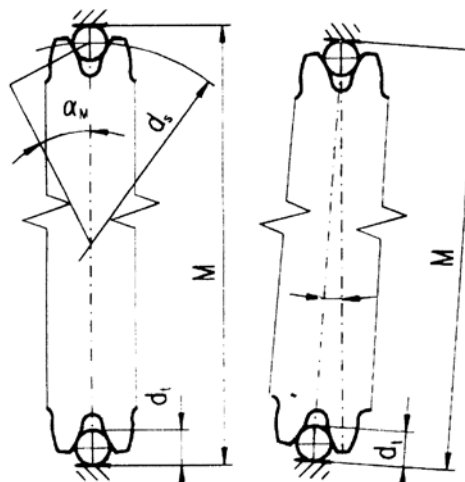
Tab. 2.13 Souhrn geometrie ozubení pro 2., 1. a zpětný chod.

Parametr / rychlostní stupeň / ozn. členu převodu (Obr. 2.2)	2		1		R		
	K_9^2	K_{10}^2	$K_{11}^{1,R}$	K_{12}^1	$K_{11}^{1,R}$	K_{13}^R	K_{14}^R
Osová vzdál. pracovní a_w [mm]	136				85		147
Počet zubů [-]	18	34	11	39	11	19	35
Modul m_n [-]	5		5,5		5,5		
Úhel profilu α_n [°]	28		30		30		
Úhel sklonu zubů β [°]	23,5		11		11		
Smysl stoupání [-]	P	L	P	L	P	L	P
Šířka zubů b [mm]	32	32	79	30	79	35,75	27
Přesazení kol b_d [mm]	-0,5		5,5		5,5		7,5
Společná šířka zubů b_w [mm]	31,5		30		35,75		27
Jednot. posunutí profilu x_i^* [-]	-0,23	-0,8456	0,185	-0,8926	0,185	-0,0084	-0,7359
Poměrná výška hlavy h_a^* [-]	1,15	1,15	1	1	1	1	1
Poměrná hlavová vůle c^* [-]	0,27	0,27	0,25	0,32	0,25	0,25	0,25
Poměrný rádius paty ρ_f^* [-]	0,0505	0,0505	0,0403	0,1103	0,0403	0,1103	0,1103
Pr. hlavový změřený d_a [mm]	106,3	187,5	73	220,3	73	116,5	197,2
Pr. hl. $d_{a,v}$ vypočtený [mm]	106,58	187,66	74,3	219,33	74,3	116,99	198,64
Pr. patní změřený $d_{f,E}$ [mm]	81,9	163	48,39	195,2	48,39	92,82	173,77
Pr. patní vypočtený $d_{f,V}$ [mm]	81,64	162,72	49,15	194,95	49,15	92,61	174,26
Souč. trvání záběru profilu ε_α [-]	1,469		1,290		1,085		1,357
Souč. trvání záběru krokem ε_β [-]	0,800		0,331		0,395		0,298
Souč. trvání záběru celkový ε_γ [-]	2,268		1,621		1,480		1,655
Měrný skluz na hlavě $\vartheta_{i,a}$ [-]	0,56	0,6	0,58	0,66	0,55	0,59/0,53	0,46
Měrný skluz na patě $\vartheta_{i,f}$ [-]	-1,52	-1,25	-1,95	-1,36	-1,42	-1,23/-0,80	-1,12

Tabulky shrnující ostatní geometrické parametry jsou součástí příloh.

2.7 Identifikace základních geometrických parametrů ozubení pro synchronizaci

Identifikace ozubení pro synchronizaci řazení nebyla předmětem této diplomové práce, proto se jím budu zabývat pouze okrajově. Ozubení jsem identifikoval vždy pouze pro unášec synchronu, který nemá na rozdíl od dalších prvků synchronizace plynulou korekci posunutí profilu a jiné tvarové modifikace ozubení. Soukolí zpětného chodu není synchronizováno – řazení probíhá přímo. Ozubení pro řazení u zpětného chodu jsem identifikoval na výstupním kole zpětného chodu (viz výkres v přílohách). Identifikace probíhala pomocí ručních měření základních parametrů stejně jako u kinematických soukolí. Protože unášec neměly sraženou hlavu zubů, šlo navíc posuvným měřidlem změřit přibližně tloušťku zubů na hlavové kružnici s_a . navíc byly také změřeny rozměry přes válečky M_i , které šly snadno změřit, protože se jedná o přímé ozubení ($\beta=0^\circ$), u šikmého ozubení je teoreticky správná pouze varianta s použitím kuliček. Níže jsou pak tabulky naměřených hodnot a následně vyhodnocených hodnot identifikované geometrie pomocí softwaru GEOMETRIE [18].



Obr. 2.8 Náskres způsobu měření rozměru přes válečky M_i pro sudý a lichý počet zubů.

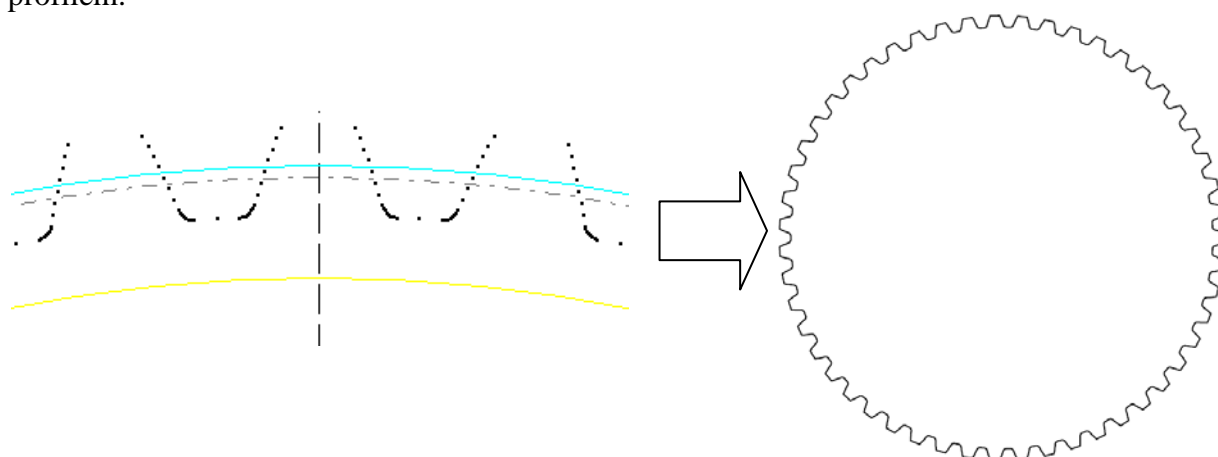
Tab. 2.14 Naměřené geometrické hodnoty ozubení synchronizace řazení převodovky.

Ručně naměřené parametry	Unášec synchronu pro 1. a 2. r. stupeň		Unášec synchronu pro 3. a 4. r. stupeň	
Číslo výkresu v přílohách	NZFH1346304026(I)		NZFH1346304025(I)	
Počet zubů [-]	51		51	
Šířka zubů B [mm]	20		20	
Pr. hlavový změřený d_a [mm]	157,5		157,5	
Průměr patní změřený d_f [mm]	149,4		149,4	
Rozměr přes zuby W_E [mm] / z_w [-]	33,40/4	42,32/5	33,40/4	42,32/5
	51,19/6	60,06/7	51,19/6	60,06/7
Roz. přes válečky M_i/d_i [mm]	160,35/5	162,22/5,5	160,35/5	162,22/5,5
Tl. zubu na hlav. kr. s_a [mm]	3,5		3,5	
Uložení na výstupní hřídeli	ISO4156 INT 77z x m1,00 x 30,0P x 9H		ISO4156 INT 74z x 1,00m x 30,0P x 9H	
Ručně naměřené parametry	Unášec synchronu pro 5. a 6. r. stupeň		Ozubení řazení zpětného chodu	
Číslo výkresu v přílohách	ZF1290304586		ZF1346304045	
Počet zubů [-]	48		25	
Šířka zubů B [mm]	19,4		11,5	
Pr. hlavový změřený d_a [mm]	119,5		107,7	
Průměr patní změřený d_f [mm]	114,2		97,22	
Rozměr přes zuby W_E [mm] / z_w [-]	26,6/4	39,97/5	32,24/3	44,02/4
	41,32/6	48,54/7	-	-
Roz. přes válečky M_i/d_i [mm]	126,03/5	127,59/5,5	108,8/6	115,7/8
Tl. zubu na hlav. kr. s_a [mm]	3,2		4,7	
Uložení na výstupní hřídeli	ISO4156 INT 39z x m1,00 x 30,0P x 9H		DIN 5480 65x1,25x30,00x50,00 9G	

Tab. 2.15 Vyhodnocené parametry geometrie ozubení synchronizace řazení převodovky.

Vyhodnocena geometrie	Unášec synchronu pro 1. a 2. r. stupeň	Unášec synchronu pro 3. a 4. r. stupeň
Číslo výkresu v přílohách	NZFH1346304026(I)	NZFH1346304025(I)
Počet zubů $[-]$	51	51
Modul $m_n [-]$	3	3
Úhel záběru $\alpha [^\circ]$	20	20
Šířka zubů $b [mm]$	20	20
Jednot. posunutí profilu $x_i^* [-]$	0,1705	0,1705
Poměrná výška hlavy $h_a^* [-]$	0,52	0,52
Poměrná hlavová vůle $c^* [-]$	0,25	0,25
Poměrný rádius paty $\rho_f^* [-]$	0,212	0,212
Průměr patní $d_f [mm]$	149,4	149,4
Pr. hlavový $d_a [mm]$	157,5	157,5
Vyhodnocena geometrie	Unášec synchronu pro 5. a 6. r. stupeň	Ozubení řazení zpětného chodu
Číslo výkresu v přílohách	ZF1290304586	ZF1346304045
Počet zubů $[-]$	48	25
Modul $m_n [-]$	2,5	4
Úhel záběru $\alpha [^\circ]$	20	20
Šířka zubů $b [mm]$	11,5	11,5
Jednot. posunutí profilu $x_i^* [-]$	-0,55	0,47
Poměrná výška hlavy $h_a^* [-]$	0,36	0,57
Poměrná hlavová vůle $c^* [-]$	0,25	0,25
Poměrný rádius paty $\rho_f^* [-]$	0,2	0,38
Průměr patní $d_f [mm]$	114,2	97,2
Pr. hlavový $d_a [mm]$	157,5	107,7

Profil ozubení byl softwarem PROFILDATA [20] vykreslen a poté jsem jej proložil křivkou v AutoCADu [22]. Následně jsem profil vytiskl a porovnal vizuálně se skutečným profilem.

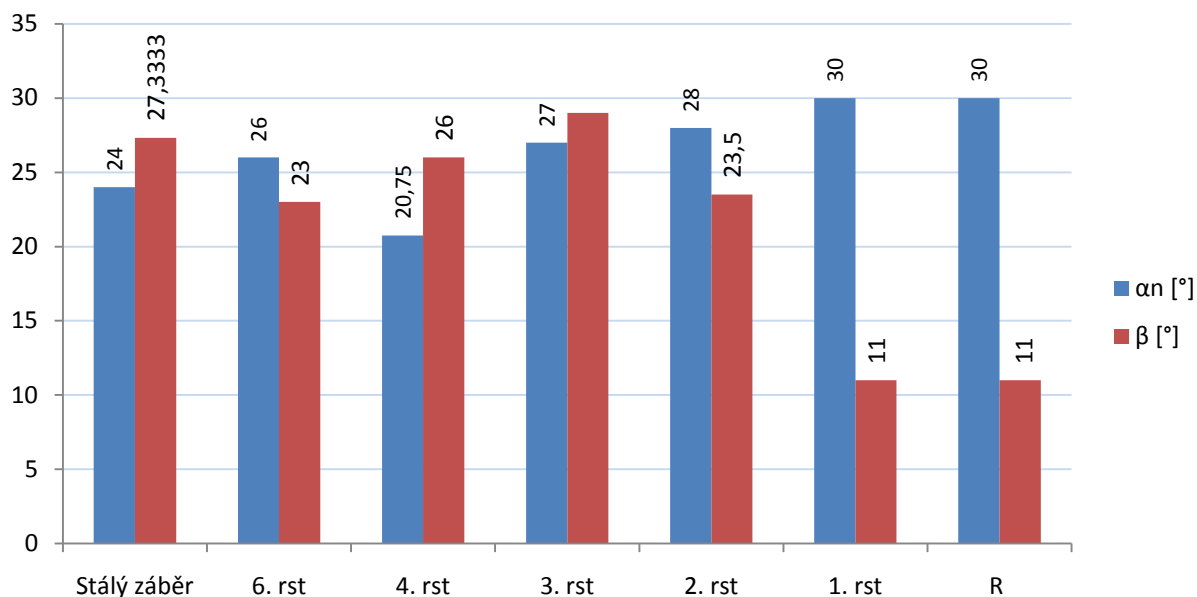


Obr. 2.9 Příklad vykreslení profilu zubů softwarem PROFILDATA [20] a jeho dokreslení v AutoCADu [22] pro vizuální kontrolu shodnosti profilu ozubení.

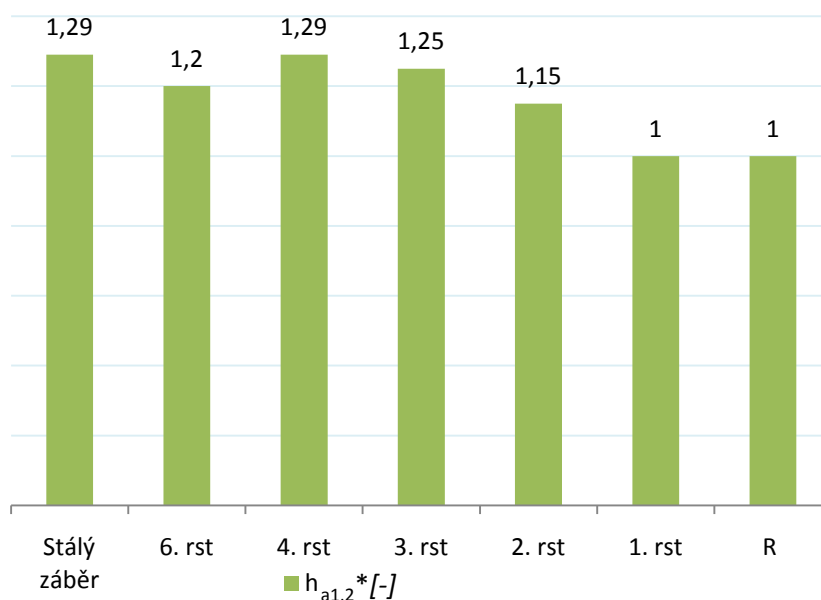
3 ZHODNOCENÍ GEOMETRIE KINEMATICKÉHO OZUBENÍ

Zjištěná geometrie všech ozubení je nestandardní a využívá vysoký úhel profilu α_n . Součinitel záběru ϵ pak zvyšuje zvýšení poměrné výšky hlavy $h_{a1,2}^*$. Zvětšením α_n je možné:

- Zmenšit nebezpečí podřezání a interference.
- Zmenšit skluzové rychlosti.
- Zvětšit únosnost na dotyk, zadírání a opotřebení.
- Zvětšit se tuhost ozubení.
- Dochází ke zvýšení hlučnosti a zvětšení radiálních sil.



Graf. 3.1 Zjištěné úhly profilu α_n a úhly sklonu β .

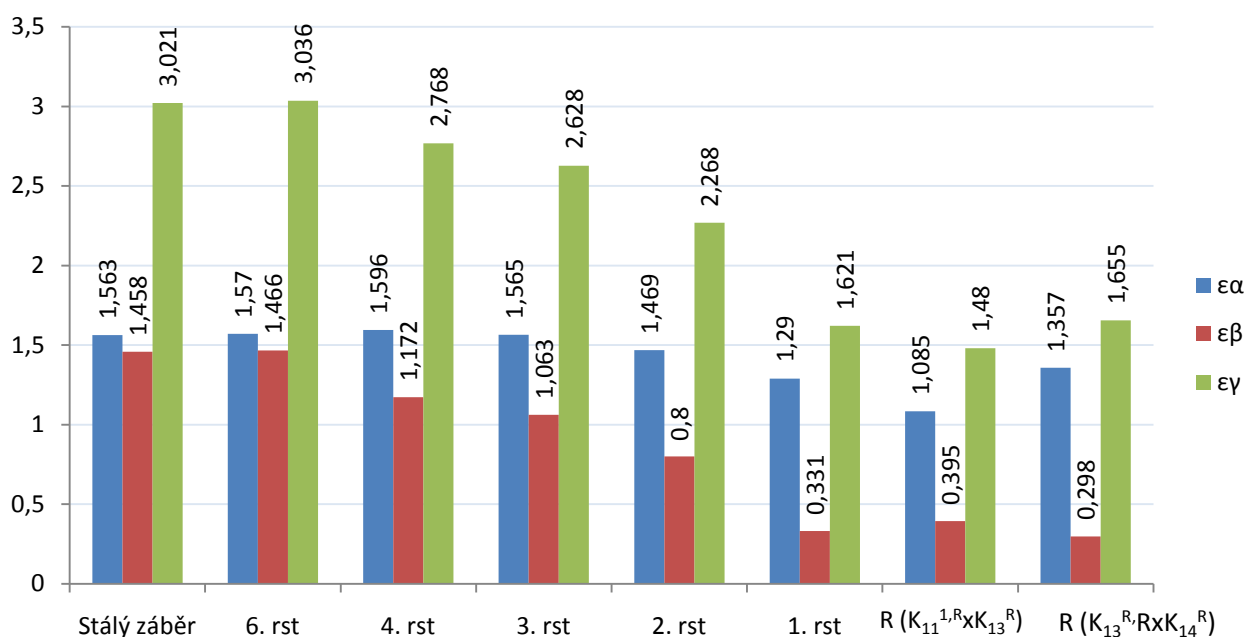


Graf 3.2 Zjištěné poměrné výšky hlav $h_{a1,2}^*$.

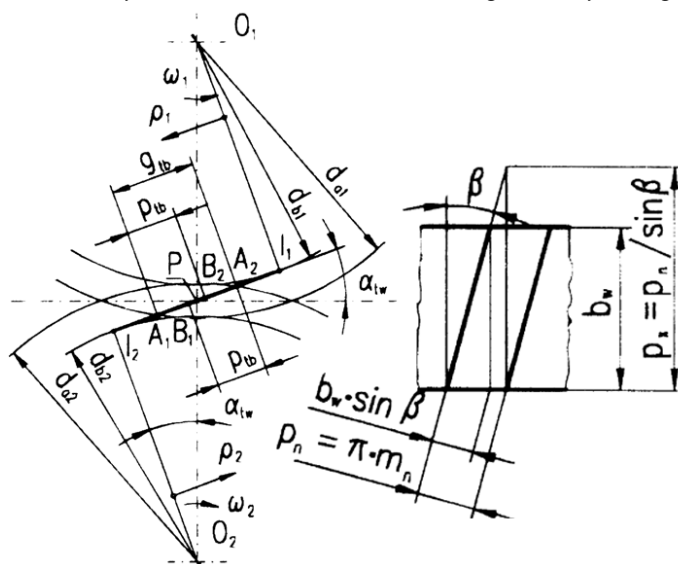
3.1 Hodnocení součinitelů záběrů ozubení [7], [13]

Součinitel trvání záběru profilu ε_α vyjadřuje poměr délky oblouku záběru g_{tb} na roztečné kružnici k obloukové rozteči na roztečné kružnici p_{tb} . Součinitel trvání záběru krokem ε_β udává poměr společné záběrové šířky ozubení b_w k osové rozteči p_x , které představuje rovinu rozvinutého roztečného válce ozubeného kola. Součinitel trvání záběru celkový ε_γ pak udává celkový počet párů zubů, které se průměrně nacházejí současně v záběru. Stálý záběr a 6. rst. nabývá celočíselných hodnot, což je výhodné z hlediska hluku a také to snižuje rázy v ozubení. Tato soukolí bývají nejčastěji použita, a proto byla také pravděpodobně nejvíce odladěna. Ostatní méně často řazené soukolí musí respektovat omezený počet variací díky pevně dané osové vzdálenosti. Z hlediska hluku se také doporučuje ε_β jako celé číslo + cca. 10%, což téměř splňuje 3. a 4. rychlostní stupeň.

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_{tb}}{p_{tb}} = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2a_w \sin \alpha_{tw}}{2 \cdot \pi \cdot m_t \cdot \cos(\alpha_t)}, \quad \varepsilon_\beta = \frac{b_w}{p_x} = \frac{b_w \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n}, \quad \varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \quad (3.1), (3.2), (3.3)$$



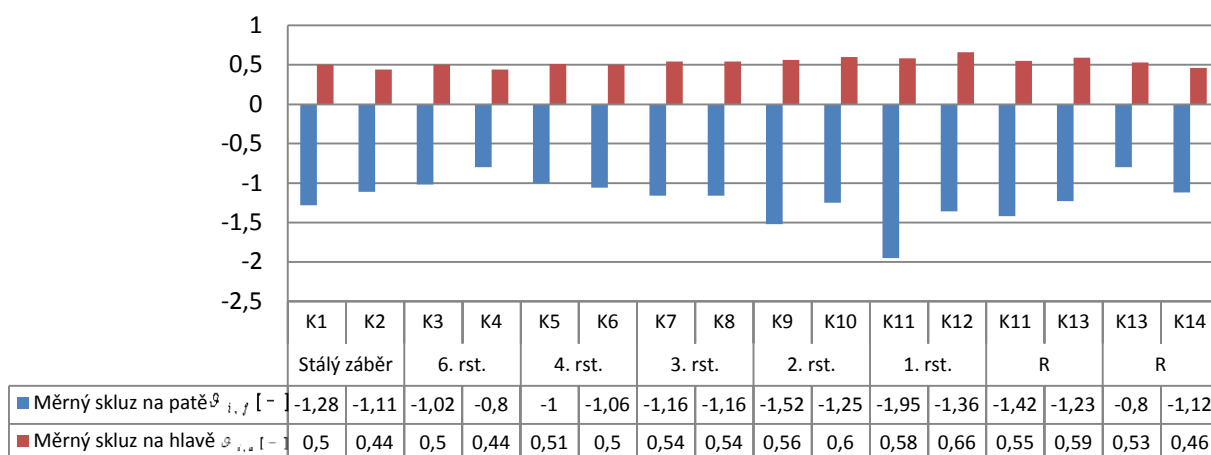
Graf 3.3 Hodnoty součinitelů záběrů na soukolích převodových stupňů.



Obr. 3.1 Schéma pro výpočet ε_α , ε_β [7].

3.2 Hodnocení měrných skluzů ϑ_i

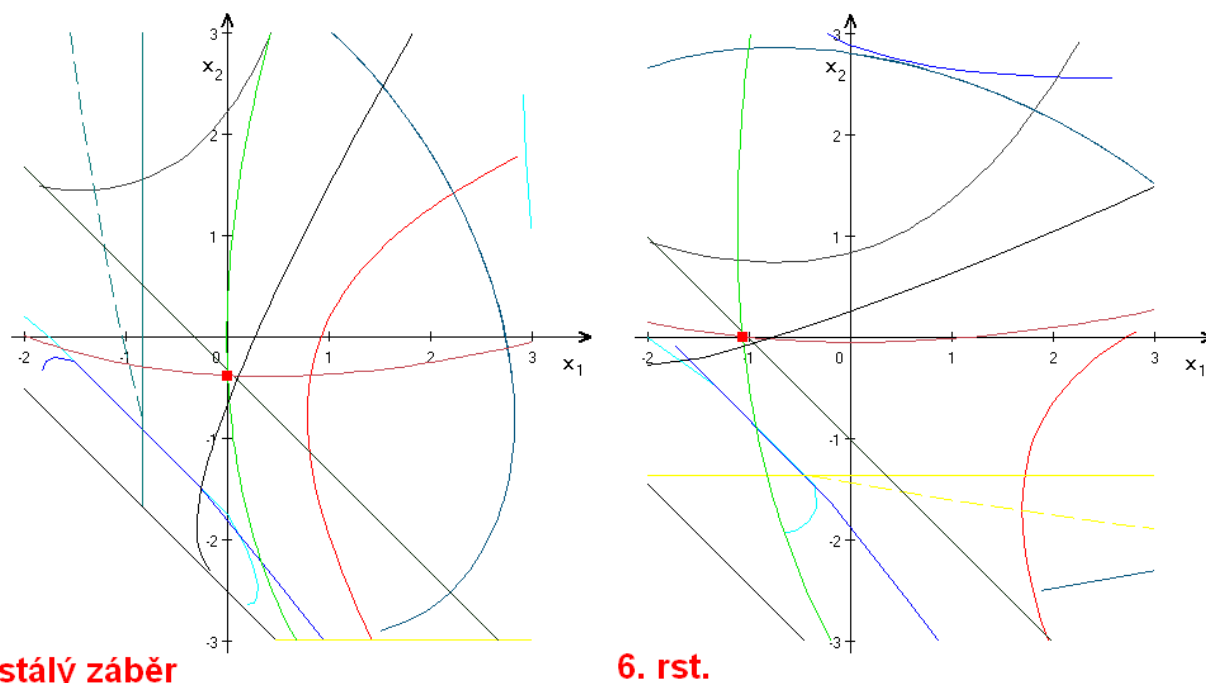
Měrný skluz ϑ_i vyjadřuje, jak se po sobě dva profily vzájemně otírají a je tedy určitým kritériem zatížení povrchu zubu. Maxima nabývají na začátku nebo na konci záběru. Maximální hodnota bývá doporučena okolo $\vartheta_i \approx 2$, (HCR až $\vartheta_i \approx 3$)[6], [7]. Soukolí se často koriguje na vyrovnané měrné skluzy na hlavách a patách zubů ($\vartheta_1 = \vartheta_2$). Tento způsob optimalizace je vhodný pro kola s přibližně stejným počtem zubů a zhotovených ze stejného materiálu. Vyhodnocena geometrie ukazuje, že měrné skluzy na patách i hlavách jsou téměř vyrovnané. Absolutní součet skluzů je také malý. Hodnoty měrných skluzů nedosahují mezní hodnoty ($|\vartheta_i| < 2$), a můžu tuto převodovku, z hlediska měrných skluzů považovat za výbornou.



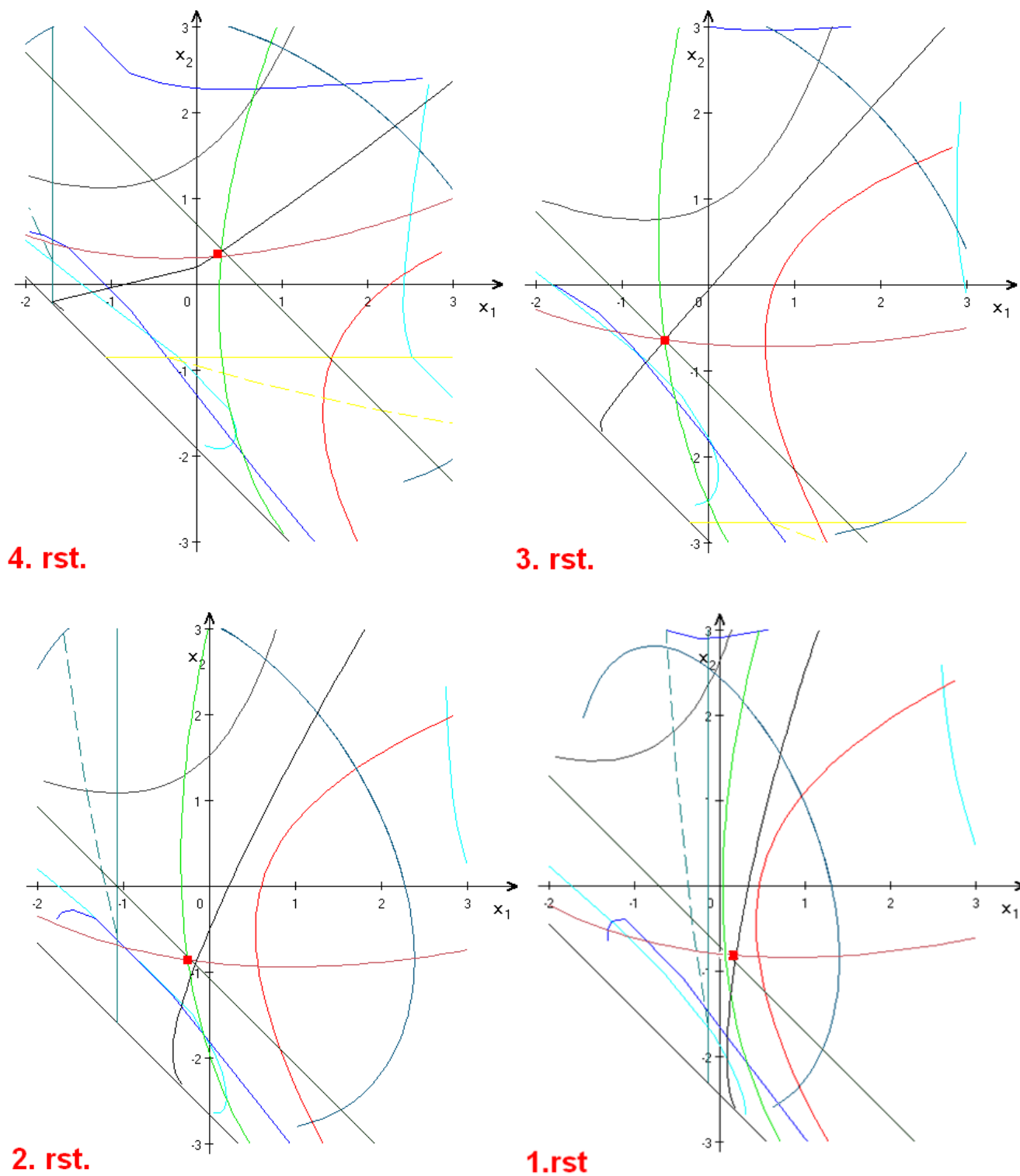
Graf 3.4 Měrné skluzy ϑ_i na jednotlivých kolech kinematických převodů hodnocené převodovky.

3.3 Rozdělení výškové jednotkové korekce

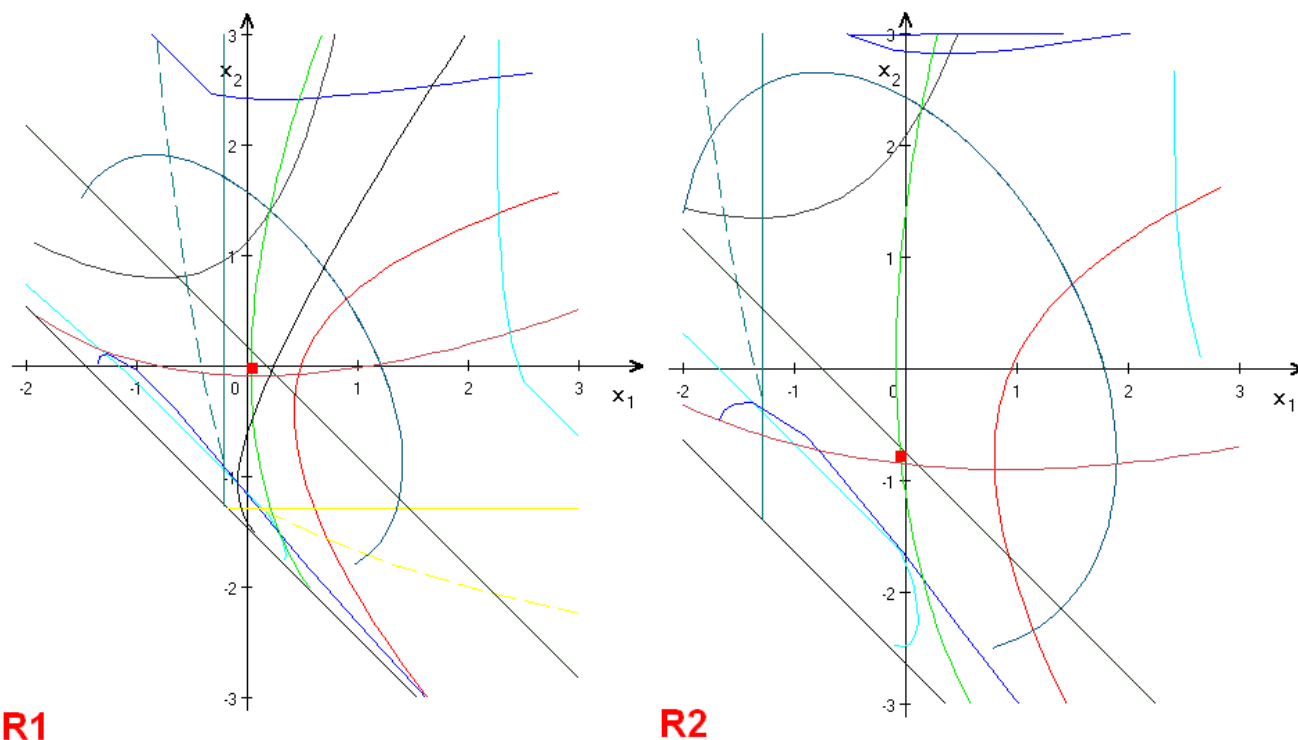
Výšková jednotková korekce na kolech byla pomocí softwaru DMK [21], vykreslena do grafů níže. Z diagramů lze vyčíst, že žádná geometrie hodnocených soukolí svou jednotkovou korekcí neporušuje omezení. (legenda je níže) [13], [21].



Obr. 3.2 Diagramy mezních korekcí pro stálý záběr a 6. rychlostní stupeň [21].



Obr. 3.3 Diagramy mezních korekcí pro 4., 3., 2. a 1. rychlostní stupeň [21].



Obr. 3.4 Diagramy mezních korekcí pro zpětný chod [21].

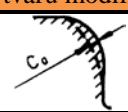
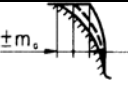
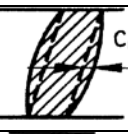

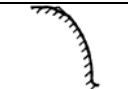
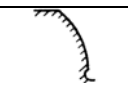
Legenda k diagramům mezních korekcí:

■ Interference na patě pastorku. ■ Interference na patě kola. ■ Šířka zubů na hlavě kola $s_{a1}^* = 0$. ■ Šířka zubů na hlavě pastorku $s_{a2}^* = 0$. ■ Podřezání pastorku (přerušované je přípustné). ■ Podřezání kola (přerušované je přípustné). ■ Součinitel trvání záběru $\varepsilon_\alpha = 1$. ■ Předepsaná pracovní osová vzdálenost a_w . ■ Hlavový průměr d_{a1} ; ■ Hlavový průměr d_{a2} . ■ Poloha jednotkových korekcí hodnoceného soukolí v DMK [21].

3.4 Posouzení protokolu z měření kinematických soukolí

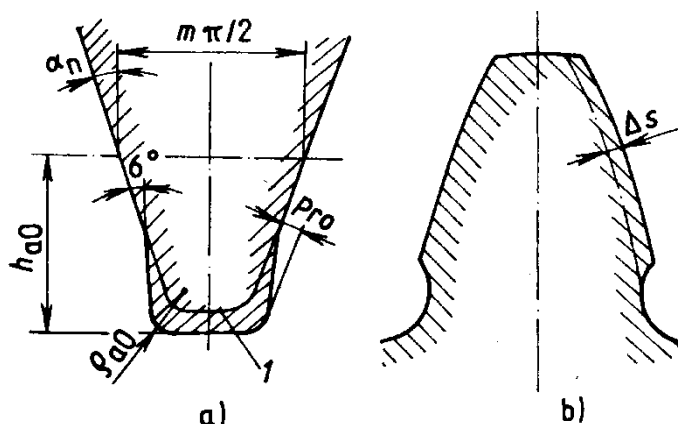
Všechny soukolí byly po třískovém obrobení chemicko - tepelně zpracovány (pravděpodobně cementovány) a následně zakaleny. Poté byla kola broušena. A to pomocí kontinuálního odvalovacího broušení brusným šnekem, které dosahuje přesnosti dle ISO Q=4-7 (Reishauer) nebo pomocí diskontinuální profilového (mezerového) broušení dělicím způsobem, které díky přesnému dělení a opakovanému orovnění brusného kotouče dosahuje vyšší přesnosti a kvality povrchu (ISO Q=1 až 5). Všechny kola jsou modifikována pro kompenzaci nepříznivých účinků na záběr ozubených kol. Tyto úpravy boků zubů lze vyhodnotit z měřících protokolů, které jsou přiloženy v přílohách. Použité úpravy jsou popsány v tab. 3.1. Můžu konstatovat, že byly použity všechny tyto úpravy boku zubů na kinematických soukolích, které jsou popsány v tab. 3.1. [6], [7], [8], [9]

Tab. 3.1 Použité typy úpravy boku zubů [7].

Typ úpravy boku zubů			Schéma tvaru modifikace	popis účinků modifikace
modifikace	Výšková modifikace	tvaru evolventy c_a		Eliminuje nepřesnosti rozteče, profilu a deformace zubu při velkých změnách zatížení.
		změna úhlu záběru m_a		Eliminuje deformace zubů, teplotní změny a větší deformace hřídelí.
	Podélná modifikace	změna tvaru boční křivky c_b		Eliminuje deformace zubů, teplotní změny a větší deformace hřídelí.
		změna úhlu šroubovice m_s		Eliminuje deformace hřídelí kol při pohonu a brzdění nebo při reverzaci pohonu.
	Sražení hrany na hlavě zubu			
Protuberanční podřezání				Usnadnění finálních operací (broušení, ševingování) a snížení vrubových účinků.

Protuberanční podřezání:

U některých ozubených kol bylo použito protuberanční podřezání pro snadnější broušení.



Obr. 3.5 Protuberanční profil: a) nástroj s protuberancí, b) profil obrobku kola s protuberancí s přídavkem na broušení Δs .

V tabulkách níže jsou vyhodnoceny měřicí protokoly profilu ozubení, které byly výstupem CNC měření. Tyto protokoly jsou přiloženy v přílohách. V tabulkách jsou vyhodnoceny tvarové modifikace. A jsou zde zapsány nevyšší naměřené úchytky na daném kole a boku zubu (L-levý bok, P-pravý bok) a k nim příslušný stupeň přesnosti (Q), kterému vyhovuje daná úchytky. Přesnost byla vyhodnocena pomocí normy DIN 3962 (část 1) [9]. Ostatní hodnoty úchytek jsou v přiložených protokolech. V tabulkách jsou vždy zobrazeny polohy kol při měření až na polohy kol umístěné na předloho-
vých hřídeli, které jsou patrné z obr. 3.6 a sestavného výkresu v přílohách.



Obr. 3.6 Polohy předlohových kol při CNC měření.

Předpis stupně přesnosti [7]; [6]:

Jednoznačné doporučení pro volbu přesnosti převodového soukolí nebo volbu ukazatelů přesnosti neexistují. Je potřeba vycházet z funkce, kterou mají plnit, podmínek provozu, požadavků na ně kladených a výrobních možností. Ukazatele, z nichž se vychází, jsou obvodová rychlost, měrné zatížení, přenášený výkon, režim práce, požadovaná životnost, spolehlivost, požadavky na kinematickou přesnost, hluk a vibrace atd. Jedním z ukazatelů jsou také obvodové rychlosti v záběru ozubených kol $v_{1,2}$:

$$v_{1,2} = \frac{\pi \cdot n_{h,max} \cdot d_{w,1}}{60000} \quad (3.4)$$

Tab 3.2 Obvodové rychlosti v záběru $v_{1,2}$ pro maximální provozní otáčky na vstupu $n_{1,max}=2300 \text{ [min}^{-1}\text{]}$.

	Stálý záběr	6. rst.	4. rst.	3. rst.	2. rst.	1. rst.	R1	R2
$v_{1,2} \text{ [ms}^{-1}\text{]}$	11,3	12,2	9,9	8,1	6,0	3,8	3,8	2,1

Podle obvodových rychlostí na soukolí a doporučení dle tab. 3.3. by se měly pohybovat stupeň přesnosti Q ozubených kol v rozmezí 5. až 8. stupně. Ovšem tento obrázek je již zastaralý a dnešní automobily by měly používat vyšší stupeň přesnosti ozubení, odpovídající moderním požadavkům na hluk a vibrace. Více využívané soukolí by pak měla být vyrobeny přesněji. Hodnocení přesnosti lze provést pouze pro zpětné boky zubů (nejsou tolik opotřebený).


Tab. 3.3 Doporučené stupně přesnosti (zastaralé) [6].

Stupeň přesnosti Q		4	5	6	7	8	9
$v_{1,2}$ [ms ⁻¹]	$\beta=0$	>35	>20	15	10	6	2
	$\beta\neq 0$	>70	>40	30	15	10	4
Požadovaná drsnost povrchu R _a		0,1 až 0,2	0,2	0,4	0,8	1,6	3,2
Typické použití	Kontrolní kola						
	Turbínové reduktory						
	Letecké reduktory						
	Obráběcí stroje						
	Vozidla						
				Traktory, zemní, silniční a stavební stroje			
				Průmyslové reduktory			
					Transportní zařízení		
						Zemědělské stroje	

Soukolí stálého záběru:

Toto soukolí je neustálé v záběru a přenáší výkon až na direktní zařazení 5. rychlostního stupně. Proto je u něj kladen velký důraz na kvalitu a přesnost. Soukolí bylo pravděpodobně vyrobeno v stupni přesnosti dle DIN 3962 [9] okolo $Q = 5$, což odpovídá požadavkům na toto soukolí. Předlokové kolo stálého záběru vykazuje vysokou hodnotu obvodového házení F_R a kolísání tloušťky zubu R_S . Může to být způsobeno tím, že převodovka je jetá, ale také špatným uložením na předlokové hřídeli nebo jinou výrobní vadou. Soukolí má úpravy boku zubů oproti standardnímu profilu viz tab. 3.1, pro jejich zpřesnění je nutné provést další následná měření geometrie. Protokoly jsou součástí příloh. Převodovka je použita, převážně zatížený bok je označen červeně.

Tab. 3.4 Vyhodnocení měřicích protokolů pro soukolí stálého záběru [9].




Obr. 3.7 K_1^S

	Soukolí stálého záběru			
	Kolo K_1^S		Kolo K_2^S	
	L(Q)	P(Q)	L(Q)	P(Q)
Typ použité technologie broušení	mezerově		mezerově	
Použití protuberance	NE		NE	
Modifikace evolventy c_a [μm]	≈ 3	≈ 3	≈ 7	≈ 7
Modifikace boční křivky c_b [μm]	≈ 5	≈ 5	≈ 5	≈ 5
Úchylka tvaru úhlu profilu $f_{H\alpha}$ [μm]	-1,4(1)	-6,1(6)	6,1(6)	-6,5(6)
Úchylka tvaru profilu $f_{H\beta}$ [μm]	7,9(6)	5,2(5)	3,6(3)	3,3(3)
Úchylka tvaru boku zubu f_{β} [μm]	1,6(1)	1,8(1)	1,5(1)	2,8(2)
Max. úchylka obvodových roztečí $f_{p,max}$ [μm]	2,1(3)	2,7(3)	3,5(3)	3,5(3)
Součtová úchylka roztečí F_p [μm]	9,4(3)	10,4(4)	39,1(7)	40,1(7)
Obvodové házení ozubení F_r [μm]	11,1(5)		31,7(7)	
Kolísání tloušťky zubu R_S [μm]	11,2(6)		27,2(8)	

Soukolí 6. rychlostního stupně:

Toto soukolí tvoří statisticky nejčastěji zařazené (dle DIN 3990) [10]. Proto je u něj kladen velký důraz na kvalitu a přesnost. Soukolí bylo pravděpodobně vyrobeno v stupni přesnosti dle DIN 3962 [9] okolo $Q = 5$, což odpovídá požadavkům na toto soukolí, které je už hojněji využíváno. Předlokové kolo 6. rychlostního stupně má zřetelné opotřebení a také vykazuje vysokou hodnotu obvodového házení F_R a kolísání tloušťky zubu R_S . Může to být způsobeno tím, že převodovka je jetá, ale také špatným uložením na předlokové hřídeli nebo jinou výrobní vadou. Výstupní kolo 6. rychlostního stupně ovšem nejeví zřetelné známky opotřebení a je vyrobeno velmi přesně. Soukolí má úpravy boku zubů oproti standardnímu profilu viz tab. 3.1, pro jejich zpřesnění je nutné provést další následná měření geometrie. Protokoly z měření jsou součástí příloh. Převážně zatížený bok je označen červeně.

Tab. 3.5 Vyhodnocení měřicích protokolů pro soukolí 6. rychlostního stupně [9].




Obr. 3.8 K_2^6

	Soukolí 6. rychlostního stupně			
	Kolo K_3^6		Kolo K_4^6	
	L(Q)	P(Q)	L(Q)	P(Q)
Typ použité technologie broušení	mezerově		mezerově	
Použití protuberance	ANO		NE	
Modifikace evolventy (c_a) [μm]	≈ 4	≈ 5	≈ 6	≈ 6
Modifikace boční křivky (c_b) [μm]	$\approx 5,5$	$\approx 5,5$	≈ 3	≈ 4
Úchylka tvaru úhlu profilu $f_{H\alpha}$ [μm]	-18,3(10)	-12,8(9)	4,3(5)	3,1(5)
Úchylka tvaru profilu $f_{H\beta}$ [μm]	4,5(5)	11,8(8)	1,7(2)	4,2(5)
Úchylka tvaru boku zubu f_{β} [μm]	2,7(2)	1,9(1)	1,9(1)	1,4(1)
Max. úchylka obvodových roztečí $f_{p,max}$ [μm]	3,1(4)	2,8(3)	1,3(1)	2,8(4)
Součtová úchylka roztečí F_p [μm]	49,9(8)	41,4(7)	3,9(1)	4,6(1)
Obvodové házení ozubení F_r [μm]	76,9(10)		2,3(1)	
Kolísání tloušťky zubu R_S [μm]	34,9(9)		3,5(3)	

Soukolí 4. rychlostního stupně:

Soukolí bylo pravděpodobně vyrobeno v stupni přesnosti dle DIN 3962 [9] okolo $Q = 5-6$, což odpovídá požadavkům na toto soukolí, které je už hojněji využíváno. Výstupního kola 4. rychlostního stupně má zřetelné opotřebení, kde je vidět zřetelné opotřebení evolventy levého boku zubu. Předlokové kolo 4. rychlostního stupně ovšem nejeví zřetelné známky opotřebení. Může se jednat o výrobní vadu výstupního kola, kterému nebyla vytvořena vůle, ale naopak přesah. Soukolí má úpravy boku zubů oproti standardnímu profilu viz tab. 3.1, pro jejich zpřesnění je nutné provést další následné měření geometrie. Protokoly z měření jsou součástí příloh. Převodovka je použita, převážně zatížený bok je označen červeně.

Tab. 3.6 Vyhodnocení měřicích protokolů pro soukolí 4. rychlostního stupně [9].




Obr. 3.9 K_6^4

	Soukolí 4. rychlostního stupně			
	Kolo K_5^4		Kolo K_6^4	
	L(Q)	P(Q)	L(Q)	P(Q)
Typ použité technologie broušení	mezerově		mezerově	
Použití protuberance	ANO		ASI ANO	
Modifikace evolventy (c_a) [μm]	$\approx 7,5$	$\approx 6,5$	Opotřebeno	$\approx 3,5$
Modifikace boční křivky (c_b) [μm]	≈ 5	$\approx 3,5$	Opotřebeno	≈ 5
Úchylka tvaru úhlu profilu $f_{H\alpha}$ [μm]	-6,5(6)	-5,6(6)	Opotřebeno	4,8(5)
Úchylka tvaru profilu $f_{H\alpha}$ [μm]	3,5(3)	3,5(3)	Opotřebeno	2,2(2)
Úchylka tvaru boku zubu $f_{H\beta}$ [μm]	1,3(1)	2,8(2)	1,1(1)	2,1(2)
Max. úchylka obvodových roztečí $f_{p,max}$ [μm]	5,2(5)	2,8(3)	Opotřebeno	4,5(5)
Součtová úchylka roztečí F_p [μm]	11(3)	7,9(2)	Opotřebeno	30(7)
Obvodové házení ozubení F_r [μm]	10,4(4)		25,2(7)	
Kolísání tloušťky zubu R_s [μm]	8,3(5)		21,9(8)	

Soukolí 3. rychlostního stupně:

Soukolí bylo pravděpodobně vyrobeno v stupni přesnosti dle DIN 3962 [9] okolo $Q = 5-6$, což odpovídá požadavkům na toto soukolí, které se již častěji řadí. Soukolí má úpravy boku zubů oproti standardnímu profilu viz tab. 3.1, pro jejich zpřesnění je nutné provést další následné měření geometrie. Protokoly z měření jsou součástí příloh. Převodovka je použita, převážně zatížený bok je označen červeně.

Tab. 3.7 Vyhodnocení měřicích protokolů pro soukolí 3. rychlostního stupně [9].




Obr. 3.10 K_8^3

	Soukolí 3. rychlostního stupně			
	Kolo K_7^3		Kolo K_8^3	
	L(Q)	P(Q)	L(Q)	P(Q)
Typ použité technologie broušení	mezerově		mezerově	
Použití protuberance	ANO		NE	
Modifikace evolventy (c_a) [μm]	-	-	$\approx 2,5$	-
Modifikace boční křivky (c_b) [μm]	≈ 5	≈ 3	≈ 5	≈ 5
Úchylka tvaru úhlu profilu $f_{H\alpha}$ [μm]	7(6)	2,1(4)	-3,7(4)	1,2(1)
Úchylka tvaru profilu $f_{H\alpha}$ [μm]	1,6(1)	2,3(2)	1,4(1)	4,4(4)
Úchylka tvaru boku zubu $f_{H\beta}$ [μm]	1,3(1)	1,7(1)	2,2(2)	2,2(2)
Max. úchylka obvodových roztečí $f_{p,max}$ [μm]	3,6(4)	2,8(3)	3,8(4)	4,5(4)
Součtová úchylka roztečí F_p [μm]	22,8(5)	14,8(4)	21,2(5)	24,4(5)
Obvodové házení ozubení F_r [μm]	17,7(5)		14(5)	
Kolísání tloušťky zubu R_s [μm]	18,3(7)		8,8(5)	

Soukolí 2. rychlostního stupně:

Pastorek tohoto soukolí tvoří rovněž předlohová hřídel. Soukolí bylo pravděpodobně vyrobeno v stupni přesnosti dle DIN 3962 [9] okolo $Q=7-8$, což odpovídá požadavkům na toto soukolí. Hnané kolo pak má horší kvalitu povrchu evolventy, z čehož lze odvodit, že byla použita technologie odvalovacího broušení. Soukolí má úpravy boku zubů oproti standardnímu profilu viz tab. 3.1 Tab. 3.1, pro jejich zpřesnění je nutné provést další následné měření geometrie. Protokoly z měření jsou součástí příloh. Převodovka je použita, převážně zatížený bok je označen červeně.

Tab. 3.8 Vyhodnocení měřících protokolů pro soukolí 2. rychlostního stupně [9].




Obr. 3.11 K_{10}^2

	Soukolí 2. rychlostního stupně			
	Kolo K_9^2		Kolo K_{10}^2	
	L(Q)	P(Q)	L(Q)	P(Q)
Typ použité technologie broušení	mezerově		Odvalovací(Reissbauer)	
Použití protuberance	NE		NE	
Modifikace evolventy (c_a) [μm]	$\approx 5,5$	≈ 5	≈ 16	≈ 16
Modifikace boční křivky (c_b) [μm]	$\approx 1,2$	≈ 4	≈ 5	≈ 5
Úchylka tvaru úhlu profilu f_{Ha} [μm]	14,1(9)	9,8(7)	4,8(5)	2(2)
Úchylka tvaru profilu $f_{H\alpha}$ [μm]	4,9(4)	4,7(4)	11,7(7)	11,4(7)
Úchylka tvaru boku zubu $f_{H\beta}$ [μm]	1,5(1)	1,9(1)	1,5(1)	1,6(1)
Max. úchylka obvodových roztečí $f_{p,max}$ [μm]	3,3(4)	4(4)	12(7)	5,7(5)
Součtová úchylka roztečí F_p [μm]	12,5(4)	15,6(4)	12(3)	16(4)
Obvodové házení ozubení F_r [μm]	12,3(5)		23,9(6)	
Kolísání tloušťky zubu R_s [μm]	12(6)		17,3(7)	

Soukolí 1. rychlostního stupně:

Pastorek tohoto soukolí tvoří předlohová hřídel, která již jeví známky mírného opotřebení. Taktéž hnané kolo je již mírně opotřebováno. Soukolí bylo pravděpodobně vyrobeno v stupni přesnosti dle DIN 3962 [9] okolo $Q = 7-8$, což odpovídá požadavkům na toto soukolí. Soukolí má úpravy boku zubů oproti standardnímu profilu viz tab. 3.1, pro jejich zpřesnění je nutné provést další následné měření geometrie. Protokoly z měření jsou součástí příloh. Převodovka je použita, převážně zatížený bok je označen červeně.

Tab. 3.9 Vyhodnocení měřících protokolů pro soukolí 1. rychlostního stupně [9].




Obr. 3.12 K_{12}^1

	Soukolí 1. rychlostního stupně			
	Kolo $K_{11}^{1,R}$		Kolo K_{12}^1	
	L(Q)	P(Q)	L(Q)	P(Q)
Typ použité technologie broušení	mezerově		Odvalovací (Reissbauer)	
Použití protuberance	NE		ANO	
Modifikace evolventy (c_a) [μm]	≈ 0	≈ 6	≈ 0	≈ 0
Modifikace boční křivky (c_b) [μm]	≈ 0	≈ 0	≈ 10	≈ 10
Úchylka tvaru úhlu profilu f_{Ha} [μm]	11,7(8)	-12,8(8)	-15,1(9)	1,5(1)
Úchylka tvaru profilu $f_{H\alpha}$ [μm]	6,5(5)	3,8(3)	7,3(6)	7,1(6)
Úchylka tvaru boku zubu $f_{H\beta}$ [μm]	5,1(5)	1,4(1)	2(1)	7,1(7)
Max. úchylka obvodových roztečí $f_{p,max}$ [μm]	7,7(6)	5,2(5)	3,7(4)	5,2(5)
Součtová úchylka roztečí F_p [μm]	11(4)	9,4(3)	12,4(4)	9,4(3)
Obvodové házení ozubení F_r [μm]	8,2(4)		19,1(6)	
Kolísání tloušťky zubu R_s [μm]	11,8(6)		12,3(6)	

Soukolí zpětného chodu:

Toto soukolí se skládá ze tří kol. Pastorek je součástí předlokové hřídele, která již jeví známky mírného opotřebení. Pastorek již byl hodnocen u 1. rychlostního stupně, který jeho ozubení rovněž využívá. Vložené kolo je již také mírně opotřebeno. Soukolí bylo pravděpodobně vyrobeno v stupni přesnosti dle DIN 3962 [9] okolo $Q=7$ až 8, což odpovídá požadavkům na toto málo využívané soukolí. Soukolí má úpravy boku zubů oproti standardnímu profilu viz tab. 3.1, pro jejich zpřesnění je nutné provést další následné měření geometrie. Protokoly jsou součástí příloh. Převodovka je použita, převážně zatížený bok je označen červeně.

Tab. 3.10 Vyhodnocení měřících protokolů pro soukolí chodu [9].

<p>Kolo K_{13}^R měřeno raženým označením nahoru</p>  <p>Obr. 3.13 K_{14}^R</p>	Soukolí stálého záběru			
	Kolo K_{13}^R		Kolo K_{14}^R	
	L(Q)	P(Q)	L(Q)	P(Q)
Typ použité technologie broušení	Odvalovací (Reissbauer)		Mezerově	
Použití protuberance	NE		NE	
Modifikace evolventy (c_a) [μm]	≈ 2	≈ 0	≈ 2	≈ 2
Modifikace boční křivky (c_b) [μm]	≈ 3	≈ 3	≈ 6	≈ 6
Úchylka tvaru úhlu profilu $f_{H\alpha}$ [μm]	18,6(9)	7,5(7)	-9(7)	1,5(1)
Úchylka tvaru profilu $f_{H\beta}$ [μm]	2,9(2)	5,5(5)	5(4)	4,2(4)
Úchylka tvaru boku zubu $f_{H\beta}$ [μm]	12,8(7)	3,9(3)	2,7(3)	1,5(1)
Max. úchylka obvodových roztečí $f_{p,max}$ [μm]	6,3(6)	4,9(5)	6,9(5)	3,6(4)
Součtová úchylka roztečí F_p [μm]	27,2(6)	28,4(7)	20,7(5)	23,6(5)
Obvodové házení ozubení F_r [μm]	25,7(7)		29,2(7)	
Kolísání tloušťky zubu R_s [μm]	27,7(8)		23(8)	

Závěr k posouzení měřících protokolů geometrie kinematických soukolí:

Bylo provedeno hodnocení naměřených parametrů CNC měření. Všechny náměry je nutné znova přeměřit pro další zpřesnění s použitím identifikované geometrie a tu ověřit. Toto prvotní měření neakceptovalo jednotkovou výškovou korekci soukolí x_i^* . Měření mnohdy hodnotí špatnou délku evolventy (zkresluje hodnoty úchylek). Také evolventa je mnohdy opotřebená, protože se jedná o použitou převodovku. Pro určení původní geometrie zubů by bylo možné některá kola změřit v místech, kde nedochází k záběru kol. Hodnoty úhlových modifikací úhlu šroubovic β (a jejich úchylek $f_{H\beta}$) bude nutné určit až ze zpřesněných následných měření, protože naměřené hodnoty jsou zavádějící a pouze ukazují, že některá kola byla takto modifikována. Všechna soukolí mají úpravy boku zubů oproti standardnímu profilu viz tab. 3.1, pro jejich zpřesnění je nutné provést další následné měření. Ostatní hodnoty úchylek jsou v příložených protokolech.

Tab. 3.11 Stupně přesnosti v kterých byly pravděpodobně jednotlivá soukolí vyrobeny [9].

	Stálý záběr	6. rst.	4. rst.	3. rst.	2. rst.	1. rst.	R
Stupeň přesnosti Q (DIN 3962)	5	5	5-6	5-6	7-8	7-8	7-8

4 STANOVENÍ VSTUPNÍCH A VÝSTUPNÍCH PARAMETRŮ PŘEVODOVKY

4.1 Využití jednotlivých rychlostních stupňů dle DIN 3990

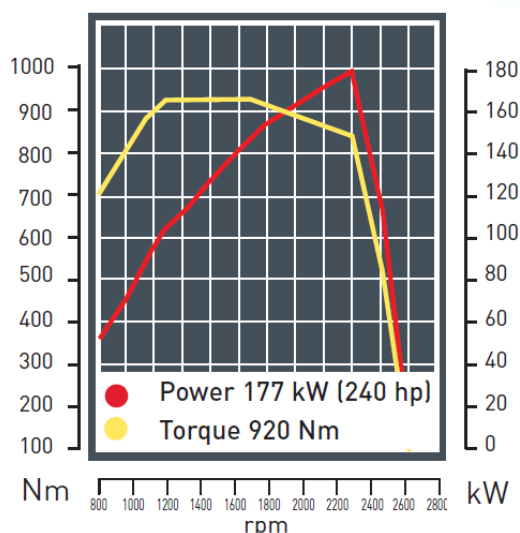
Při posouzení využití jednotlivých převodových stupňů vycházím z DIN 3990 (díl 41) [10], která mimo jiné popisuje, jak by se měla dimenzovat převodovka pro nákladní automobily. V tab. 4.1, je pak návrh jak posuzovat rozložení zatížení na jednotlivé řazené rychlostní stupně. Toto vychází ze zkušeností s evropskými nákladními automobily pro střední evropské podmínky (DIN 3990) [10]. Těchto poznatků se může využít při pevnostní kontrole prvků převodovky.

Tab. 4.1 Příklad jak posuzovat počet zátěžných cyklů pro jednotlivé rychlostní stupně (DIN 3990 (díl 41) [10]).

Typ vozidla	Nákladní	
Počet př. stupňů	6	
Předpokládaný proběh	300 000 [km]; (200 až 500 000 [km])	
Předpokládaný počet celkových zátěžných cyklů na vstupu do převodovky	$5,5 \cdot 10^8$ [-]	
Převodový stupeň	Počet zátěžných cyklů pastorku $N_{t,i}$	q_i [%]
R	$\approx 10^5$	0,02
1	$3 \cdot 10^6$	0,51
2	$8 \cdot 10^6$	1,36
3	$1,5 \cdot 10^7$	2,56
4	$6 \cdot 10^7$	10,24
5 ²	10^8	17,06
6	$4 \cdot 10^8$	68,25

4.2 Vstupní parametry

Převodovka je dodávaná pro max. vstupní kroutící moment $T_{1,max,ZF} = 1050$ [Nm], pro který provedu pevnostní výpočet. Použitý motor má však maximální kroutící moment $T_{1,max,m} = 920$ Nm v rozsahu otáček $n_1 = 1200$ -1700 [min^{-1}] (Obr. 4.1).

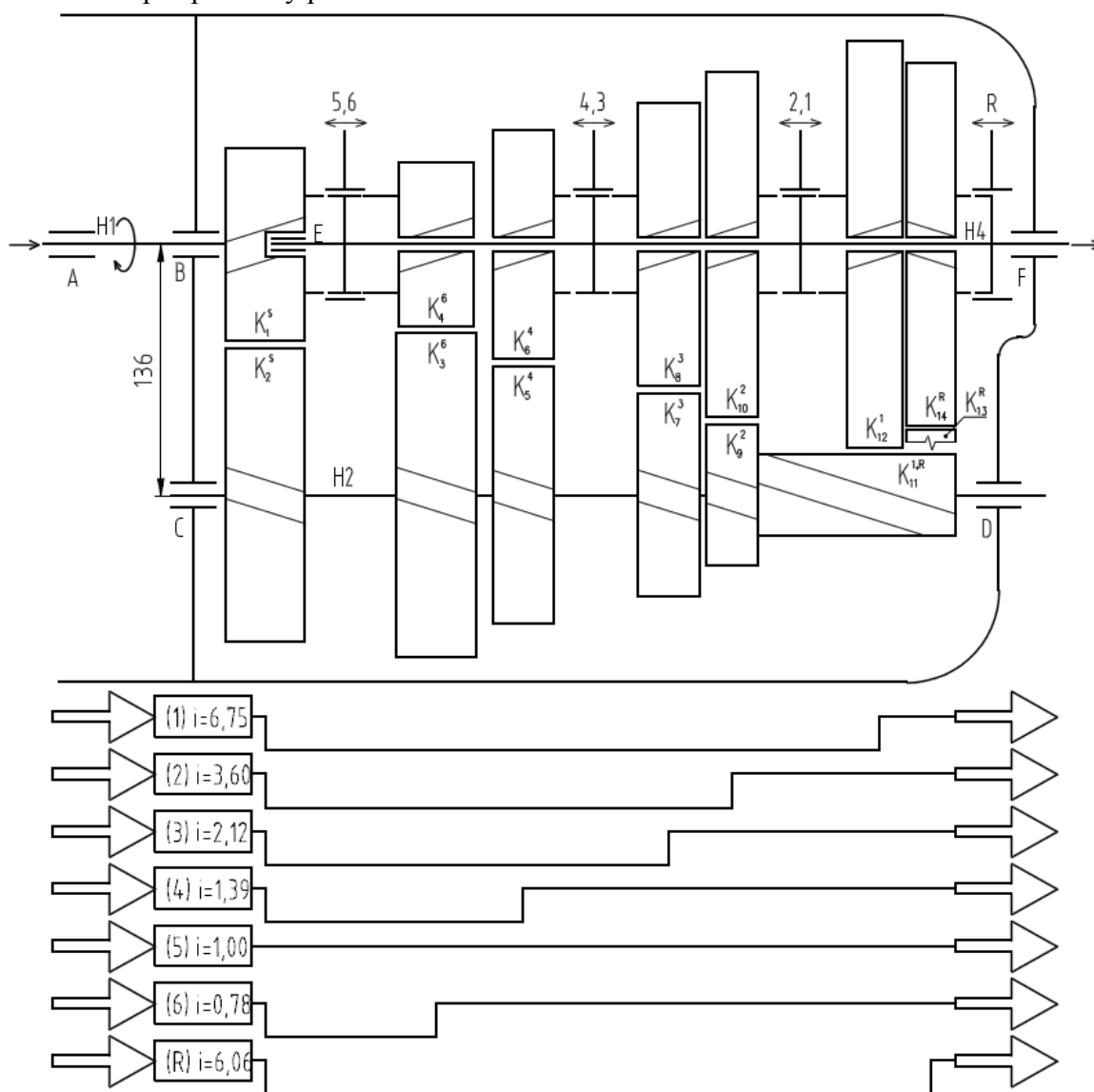


Obr. 4.1 Charakteristika použitého motoru DXi 7 Euro 3 (177kW) [12].

² Direktní převodový stupeň představuje spojení vstupního a výstupního hřídele (výkon nepřenáší žádné soukolí).

4.3 Průběhy max. kroutících momentů a otáček

Maximální kroutící moment na vstupu je dle výrobce: $T_{1,max,ZF} = 1050$ [Nm]. Motor má tento konstantní kroutící moment při otáčkách ($n=1200-1700\text{min}^{-1}$). Volím pro výpočet za vstupní otáčky střed tohoto režimu $n_1=1450\text{min}^{-1}$. Po konzultaci v Tatře, nebudu uvažovat ztráty výkonu v převodovce, tj. účinnost převodu počítám jako $\eta=1$. Hodnoty kroutících momentů T_i na hřídelích a otáček hřídelí při jednotlivých zařazených převodových stupních jsou v tabulkách níže. Schéma řazení převodovky je pak na obr. 4.2. Vliv větvení T_i na předlokové hřídeli pro přídatný pohon zanedbávám.



Obr. 4.2 Schéma řazení rychlostních stupňů.

Tab. 4.2 Kroutící momenty na jednotlivých hřídelích.

n [min ⁻¹]	Zařazený rychlostní stupeň						
	1	2	3	4	5	6	R
H1	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450
H2	761,3	761,3	761,3	761,3	761,3	761,3	761,3
H3	0	0	0	0	0	0	440,7
H4	214,7	268,7	682,5	1015	1450	1853,5	239,3

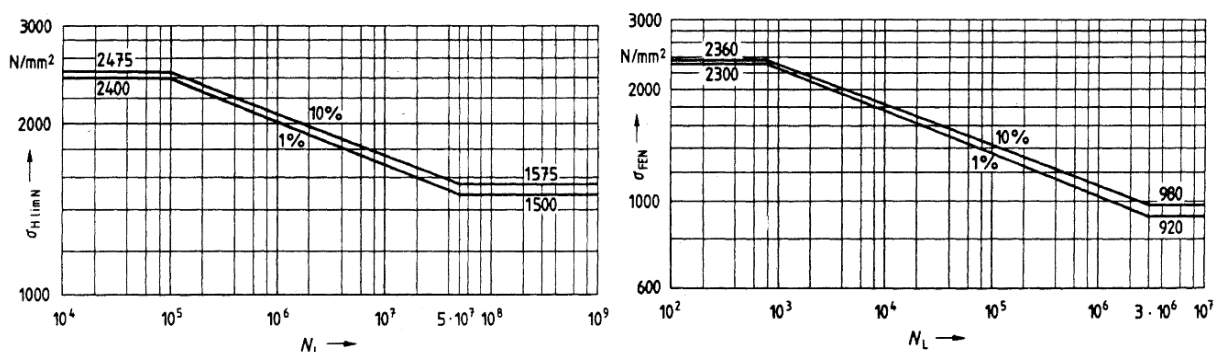
Tab. 4.3 Otáčky na hřídelích při jednotlivých rst.

T [Nm]	Zařazený rychlostní stupeň						
	1	2	3	4	5	6	R
H1	1050	1050	1050	1050	1050	1050	1050
H2	2000	2000	2000	2000	0	2000	2000
H3	0	0	0	0	0	0	3454,6
H4	7090,9	5666,7	2230,8	1500	1050	821,4	6363,6

5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET OZUBENÍ

5.1 Použitý materiál

Výpočet jsem provedl zjednodušenou pevnostní kontrolou dle normy DIN 3990 (díl 41) [10] a to metodu DIN C a DIN B, která se doporučuje a používá pro automobilové převody. K výpočtu jsem využil katedrální software ČSN 01 4686 [19], který umí použít pro výpočet také požadovanou metodu DIN B a DIN C dle DIN 3990 (díl 41) [10]. Zatížení jednotlivých soukolí jsem posuzoval podle tab. 4.2. Podle DIN 3990 (díl 41) [10] budu považovat za materiál všech soukolí cementovanou a kalenou ocel 16MnCr5 (14 220). Ostatní kalené a cementované oceli, které se používají a jsou popsány v DIN 3990 (díl 41) [10] mají únavovou mez namáhání v dotyku a ohybu shodnou (trvalá pevnost). Výpočet byl proveden pro pravděpodobnost poškození $p = 1\%$. Dle grafu 5.1 považuji za mezní hodnoty pro trvalou pevnost v dotyku $\sigma_{Hlim}=1500$ [MPa] a v ohybu $\sigma_{Flim,bi}^0=920$ [MPa].



Graf 5.1 W-křivka pro cementovanou a kalenou ocel 16MnCr5, za standardních podmínek pro $p=1\%$ a $p=10\%$

5.2 Použitá metodika pevnostního výpočtu kinematického ozubení

Byla použita metodika výpočtu dle [11] podle norem ISO 6336 a DIN 3990 (díl 41) [10], které na rozdíl od ČSN 01 4686 umí počítat nestandardní profil ozubení, který hodnocená převodovka využívá. Únosnost soukolí zjednodušeně hodnotím z hlediska namáhání v dotyku (Hertzův tlak) a v ohybu dle následujících vztahů:

Napětí v dotyku bez uvažování přídatných sil podle norem DIN 3990 [10] a ISO 6336:

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \sqrt{\frac{F_H}{b_w \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i}} \quad (5.1)$$

Bezpečnost v dotyku k mezi únavy σ_{Hlim} pak je:

$$s_H = \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_{HO}} \quad (5.2)$$

kde $\sigma_{HP} \cong \sigma_{Hlim}$ - přípustné napětí v dotyku [MPa]

$\sigma_{Hlim} = 1500$ MPa pro cementovaný materiál podle DIN 3990 (díl 41) [10] viz graf 5.1

Napětí v ohybu bez uvažování příd. dynamických sil dle DIN 3990 [10] a ISO 6336:

$$\sigma_{FO-C} = \frac{F_t}{b_F \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \quad (5.3)$$

Platí pro metodu C pro soukolí se standardním základním profilem nebo se součinitelem trvání záběru $\varepsilon_\alpha < 1,8 \Rightarrow$ náš případ viz graf 3.3, což bylo zapříčiněno i přes nestandardní profil vysokým úhlem záběru α_N .

Pro metodu DIN B pro soukolí s nestandardním profilem a $\varepsilon_\alpha > 2$ resp. $\varepsilon_\alpha \rightarrow 2$ ($\sim 1,8 \div 2$):

$$\sigma_{FO-B} = \frac{F_t}{b_F \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\beta \quad (5.4)$$

Bezpečnost v ohybu k mezi únavy σ_{Flim} (označení dle ČSN, dle DIN 3990 $\sigma_{FE} = 2 \cdot \sigma_{Flim}$):

$$s_F = \frac{\sigma_{FP}}{\sigma_{FO}} \quad (5.5)$$

kde $\sigma_{FP} = \sigma_{FE} \cdot Y_A$ – přípustné napětí v ohybu [MPa]
 $\sigma_{FE} = 920$ MPa pro cement. mater. podle DIN 3990 (díl 41) [10]
 Y_A – součinitel střídavého zatížení $Y_A = 1$ – hnací a hnaná kola; Y_A pro vložené kolo je podle vztahu 5.12

Součinitele přidavných zatížení pro výpočet dosazuj dle [11] pro dotyk roven 1:

$$K_H = K_A \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} = 1 \quad (5.6)$$

Součinitele přidavných zatížení pro výpočet dosazuj dle [11] pro ohyb roven 1:

$$K_F = K_A \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 1 \quad (5.7)$$

Význam a vztahy pro výpočet součinitelů ve vztazích (5.1), (5.3) zde nejsou uváděny. Jejich hodnoty si použitý výpočetní katedrální software dosadí do výpočtu podle použité metody DIN C a DIN B dle [10].

Poznámky k zadávaným hodnotám v režimu „Zjednodušený výpočet“ v softwaru ČSN 01 4686 [19]:

„Geometrie“ – zadávám hodnoty vyhodnocené geometrie viz bod 232.6

„Materiály pastorku a kola“ – viz poznámky ke vztahům (5.2) a (5.5).

„Údaje o zatížení soukolí“ – zadávám kroutící moment na hnacím kole

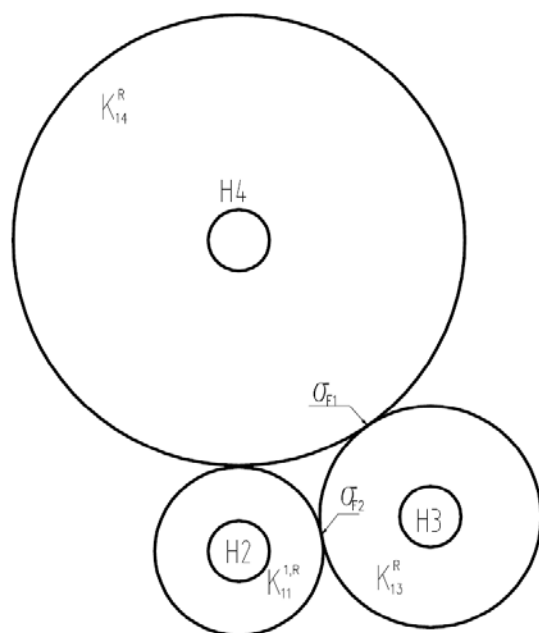
Y_A – součinitel střídavého zatížení – viz poznámka ke vztahu (5.5).

$K_A = 1$; K_{AS} – max. násobek meze únavy pro statické přetížení (dosazují obvyklou hodnotu 2)

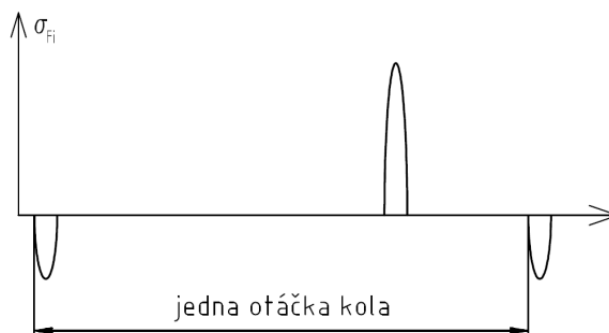
„Rozměry pastorku a kola“ – zadává se skutečná šířka hnacího kola b_1 a šířka hnaného kola b_2 . Pro výpočet v ohybu se u širšího kola uvažuje max. šířka větší o m_n na každé straně pro výpočet v dotyku se uvažuje šířka menší ze zadaných, pokud je zadáno $b_d = 0$. Při zadání $b_d \neq 0$ – společná šířka se zmenší o tuto hodnotu z menší zadané šířky podle schématu v zadávacím okně použitého softwaru.

„Ostatní součinitelé a vstupy“ zadávám rovny 1 podle vztahu (5.6) a (5.7). Metoda výpočtu DIN, ISO C (vztah 5.3) a metoda DIN, ISO B (vztah 5.4).

5.3 Výpočet součinitele střídavého zatížení pro vložené kolo



Obr. 5.2 Schéma polohy vloženého kola zpětného chodu.



Obr. 5.1 Průběh zatížení vloženého kola zpětného chodu za jedno otočení vloženého kola.

Každý zub vloženého kola je za jednu otáčku zatížen dvakrát rozdílným ohybovým napětím s opačným znaménkem. Proto musí být korigován součinitel střídavého zatížení Y_A pro vložené kolo následovně:

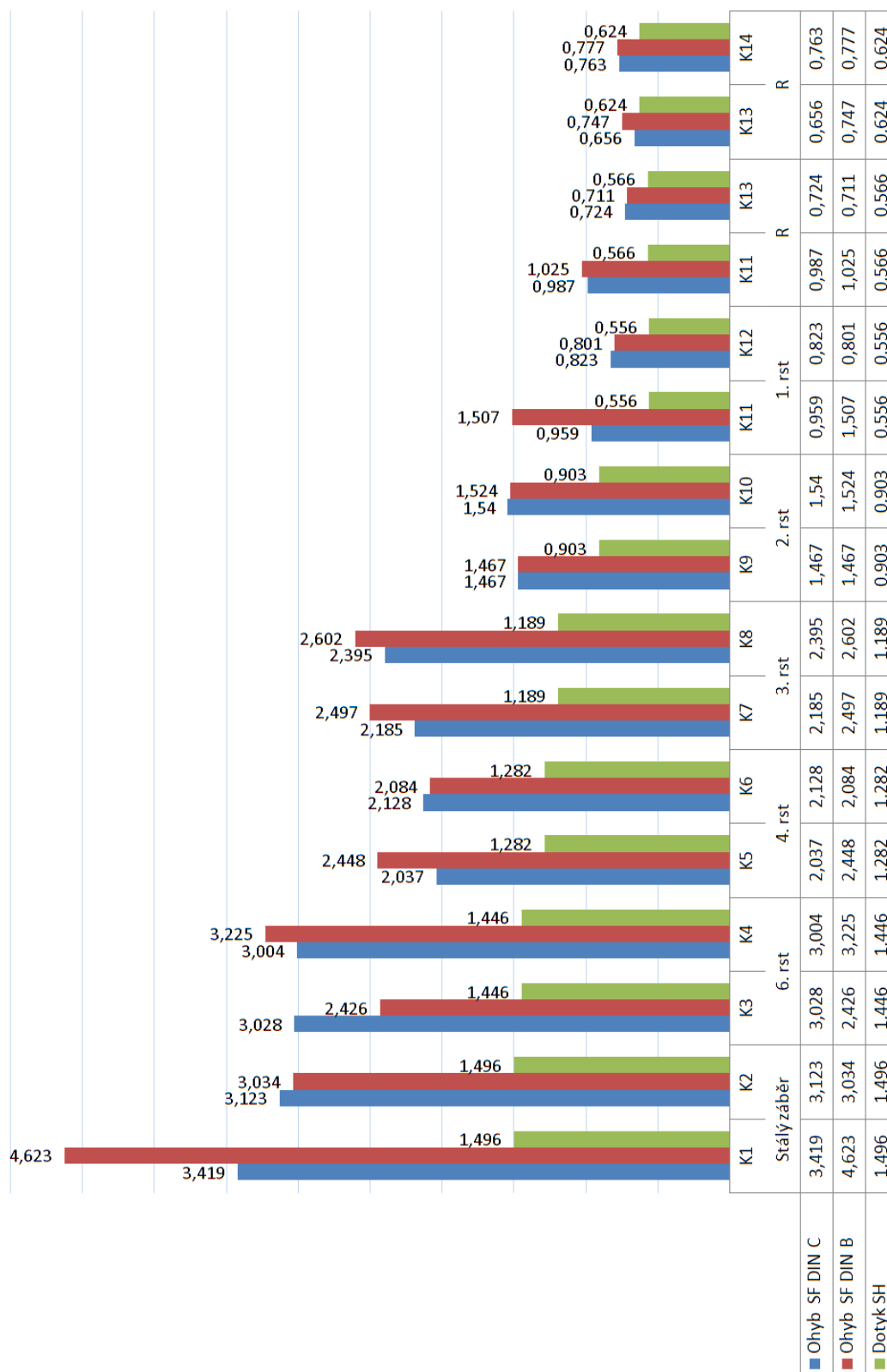
$$Y_A = 1 + 0,3 \cdot \frac{-\sigma_{F2}}{\sigma_{F1}} = 1 + 0,3 \cdot \frac{-910,3}{1021,6} = 0,733 [-] \quad (5.8)$$

kde σ_{F1} je napětí v ohybu bez uvažování příd. dynamických sil dle norem DIN 3990 (díl 41) [10] a ISO 6336 na vloženém kole vyvozené záběrem s předlohou hřídeli (ozubením R).

σ_{F2} je napětí v ohybu bez uvažování příd. dynamických sil dle norem DIN 3990 (díl 41) [10] a ISO 6336 na vloženém kole vyvozené záběrem s výstupním kolem zpětného chodu. Platí, že $\sigma_{F2} < \sigma_{F1}$.

5.4 Výsledky pevnostního výpočtu kinematického ozubení

Byl proveden pevnostní výpočet podle metodiky v bodě 5.2 a 5.3. Pro srovnání byl veden metodou DIN C a DIN B dle DIN 3990 (díl 41) [10]. V grafu 5.2 níže jsou zobrazeny tabulky výsledných bezpečností v ohybu S_F a dotyku S_H .



Graf 5.2 Hodnoty bezpečností v ohybu S_F dle metody DIN B, DIN C a dotyku S_H [20].

Z porovnání výsledků podle metod dle [10] DIN C a DIN B plyne, že výpočty v dotyku jsou shodné a v ohybu vychází u metody B výrazně nižší napětí v ohybu pro hnací pastorek. Metoda DIN B obecně soukolí více důvěřuje v oblasti ohybu a uděluje ji vyšší hodnotu bezpečnosti v ohybu. Soukolí stálého záběru je neustálé v záběru a přenáší výkon (až na 5. rst.), proto je nutné navrhovat jej na trvalou pevnost, což svou bezpečností splňuje. Na trvalou pevnost jsou rovněž navrženy soukolí pro 6., 4. a 3. rychlostní stupeň, které patří k často řazeným převodovým stupňům. Soukolí 1. a 2. rychlostního stupně a soukolí zpětného chodu není nutné dimenzovat na trvalou pevnost, protože nejsou tolik využívány v poměru s ostatními (viz tab. 4.1). Po konzultacích mohu konstatovat, že všechna soukolí jsou z pevnostního hlediska navržena dobře. Není zbytečně předimenzováno ani poddimenzováno a splňuje požadavky na moderně navrženou převodovku. Podrobné výpisy pevnostního výpočtu jsou přiloženy v přílohách.

6 IDENTIFIKACE LOŽISEK A VÝPOČET HŘÍDELÍ

6.1 Mazání hodnocené převodovky

Převodovka je mazána svou náplní (olej třídy dle SF: TE-ML 02), který je v převodovce ve standardním množství $V_{olej, SF} = 12 \text{ dm}^3$ (litrů). Mazání mechanických pohybujících se částí probíhá pouze broděním a rozstříkem ozubenými koly. V převodovce není instalováno žádné přídavné mazání. Kuličková krytá ložiska využívají vlastního mazání svou náplní, z označení ložiska jsem jeho typ vyčetl pouze u ložiska A. Předpokládám, že všechna krytá ložiska používají stejné mazivo jako ložisko A. Mazání je v převodovce usnadněno důmyslnými pomocnými drážkami a konstrukčními úpravami (viz náměrové výkresy hřídelí a ozubených kol v přílohách), které přivádějí olej do hůře dostupných míst. Pastorek stálého záběru má provrtány 4 mazací dírky průměru 2 [mm] skrz zuby k lepšímu mazání ložiska v místě E. Tyto mazací dírky má i výstupní kolo 4. rychlostního stupně.



Obr.6.1 Příklad použitých opatření na zlepšení mazání volných ložisek pod výstupními koly [22].

Tab. 6.1 Podle [4] má být plněna převodovka těmito oleji podle třídy SF: TE-ML 02[5]:

	První naplnění	Servisní výměna oleje
Třída oleje	ZF-Ecofluid M: 02D / 02E	ZF-Ecofluid M:02A ³ / 02B ⁴ / 02D / 02E / 02L

Níže uvádím příklad oleje třídy TE-ML02D: převodový olej Aral SNS SAE 75W-80, který má tyto parametry:

Tab. 6.2 Parametry oleje Aral SNS SAE 75W-80.

	SNS	Určeno dle:
SAE třída	75W-80	DIN 51512
Hustota při 15°C [g/ml]	0,876	DIN 51757
Viskozita při 100°C v[mm ² /s]	9,2	DIN 51562
Viskozita při 40°C v[mm ² /s]	62	DIN 51562
Index viskozity	129	DIN ISO 2909

Tab. 6.3 Parametry předpokládaného tukové náplně krytých kuličkových ložisek dle SKF[15].

Zahušťovadlo	Polymočinové mýdlo
Typ základní olejové složky	Esterový olej
Viskozita při 100°C [mm ² /s]	9,2
Viskozita při 40°C [mm ² /s]	62
Teplotní rozsah [°C]	-40 až 160
Třída konzistence [-]	2-3

³ Pro mírné klimatické podmínky

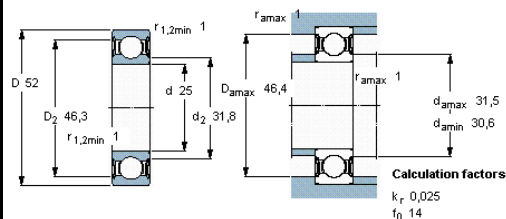
⁴ Pro mírné klimatické podmínky

6.2 Přehled identifikovaných ložisek uložení hřídelí

Ložisko A – katalogové ložisko SKF:

Tab. 6.4 Parametry ložiska A [15].

Označení na ložisku	SKF EXPLORER 6205 -2RSL C3S0GWB
Typ	Kuličkové ložisko - kryté
Katalogová alternativa	-
Mazivo	GWB (součástí ložiska - náplň)
Těsnění	2RSL - kontaktní s nízkým třením RSL na obou stranách ložiska
Vůle	C3
Dynamická únosnost C	14,8 [KN]
Statická únosnost C_0	7,8 [KN]

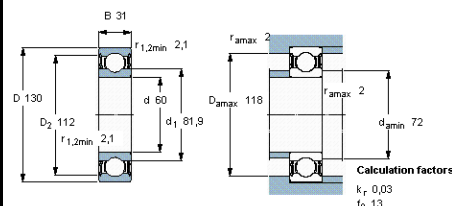


Obr. 6.2 Rozměry ložiska A [15].

Ložisko B – nenalezeno v katalogu nahrazeno rozměrově stejným ložiskem dle SKF:

Tab. 6.5 Parametry ložiska B [15].

Označení na ložisku	SKF BB1-3356 FR 05060C EXPLORER
Typ	Kuličkové ložisko - kryté
Katalogová alternativa	SKF EXPLORER 6312-2RS1
Mazivo	Neznámé předpokládám stejné jako u podpory A
Těsnění	2RS1 - kontaktní na obou stranách ložiska
Vůle	-
Dynamická únosnost C	85,2 [KN] (alternativa z katalogu SKF)
Statická únosnost C_0	52 [KN] (alternativa z katalogu SKF)

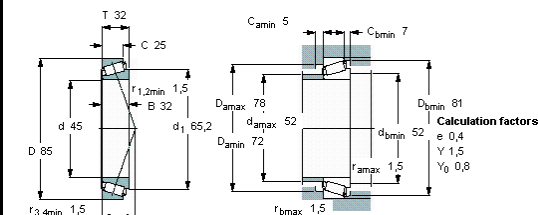


Obr. 6.3 Rozměry ložiska B [15].

Ložisko C – nenalezeno v katalogu nahrazeno rozměrově stejným ložiskem dle INA FAG:

Tab. 6.6 Parametry ložiska C [16].

Označení na ložisku	FAG 33209 Z.HD5
Typ	Jednořadé kuželíkové ložisko
Katalogová alternativa	FAG 33209 (shodné rozměry)
Mazivo	TE-ML 02 (Tab. 6.2)
Těsnění	-
Vůle	-
Dynamická únosnost C	107 [KN] (alternativa z katalogu INA FAG)
Statická únosnost C_0	146 [KN] (alternativa z katalogu INA FAG)

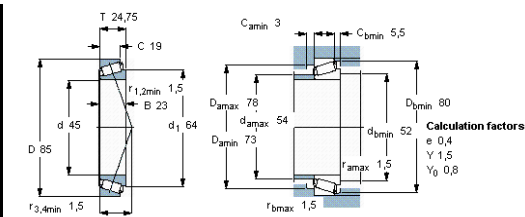


Obr. 6.4 Rozměry ložiska C [15].

Ložisko D – nenalezeno v katalogu nahrazeno rozměrově stejným ložiskem dle SKF:

Tab. 6.7 Parametry ložiska D [15].

Označení na ložisku	SKF 32209J2QU4 GERMANY L 2818261C
Typ	Jednořadé kuželíkové ložisko
Katalogová alternativa	SKF 32209J2*
Mazivo	TE-ML 02 (Tab. 6.2)
Těsnění	-
Vůle	-
Dynamická únosnost C	91,5 [KN] (alternativa z katalogu SKF)
Statická únosnost C_0	98 [KN] (alternativa z katalogu SKF)

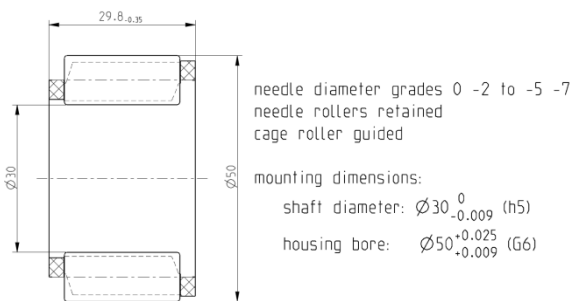


Obr. 6.5 Ložisko D [15].

Ložisko E – speciální ložisko vyráběné koncernem TIMKEN, který poskytl parametry tohoto ložiska:

Tab. 6.8 Parametry ložiska E.

Označení na ložisku	TORR BN-604-015 PPA GF33
Typ	Jehlové ložisko v plastové kleci
Katalogová alternativa	-
Mazivo	TE-ML 02 (Tab. 6.2)
Těsnění	-
Vůle	-
Dynamická únosnost C	71,8 [KN]
Statická únosnost C ₀	74,3[KN]

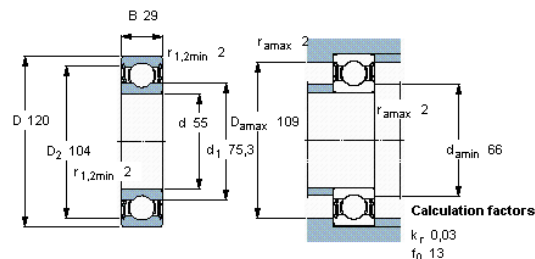


Obr. 6.6 Rozměry ložiska E.

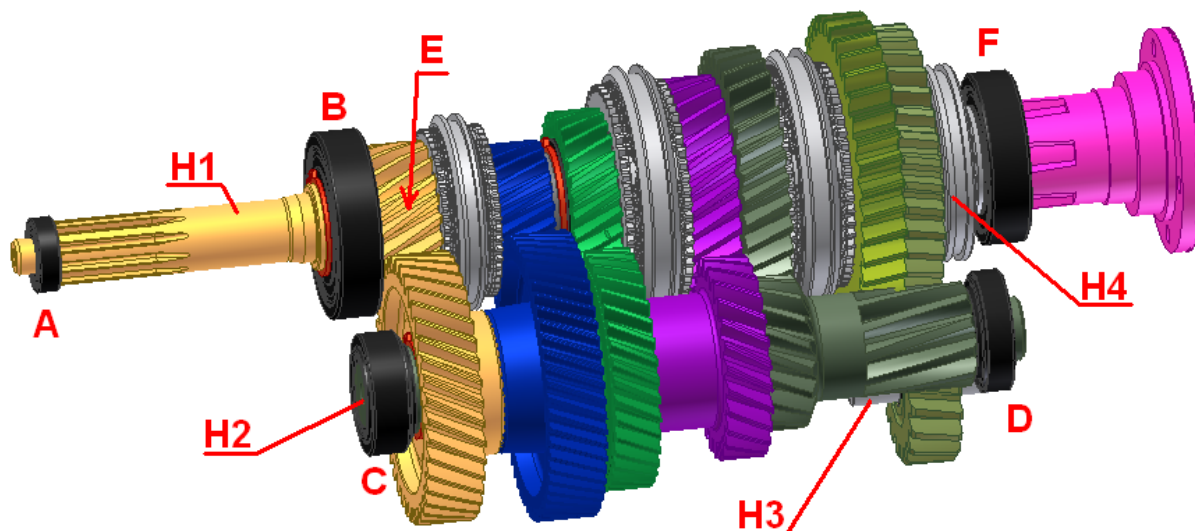
Ložisko F – nenalezeno v katalogu nahrazeno rozměrově stejným ložiskem dle SKF:

Tab. 6.9 Parametry ložiska F [15].

Označení na ložisku	SKF BB1-3356 FR 00056C EXPLORER
Typ	Kuličkové ložisko - kryté
Katalogová alternativa	SKF EXPLORER 6311-2RS1
Mazivo	Neznámé předpokládám stejné jako u podpory A
Těsnění	2RS1 - kontaktní na obou stranách ložiska
Vůle	-
Dynamická únosnost C	74,1[KN] (alternativa z katalogu SKF)
Statická únosnost C ₀	45 [KN] (alternativa z katalogu SKF)



Obr. 6.7 Rozměry ložiska F [15].



Obr. 6.8 Označení ložisek (podpor) uložení hřídelí ve skříní (A,B,C,D,E,F)[22].

6.3 Přehled identifikovaných volných ložisek pod výstupními koly

Na těchto ložiscích jsou uložena kola na výstupní hřídeli a také vložené kolo zpětného chodu. Jsou zatížena významně pouze při zařazení konkrétního kola rychlostního stupně. Tyto ložiska podléhají planetovému efektu (pomalu rotují při zatíženém stavu – patent výrobce INA). Výpočet těchto ložisek je mimo rozsah této práce. Proto jsem provedl pouze jejich identifikaci. Ložiska pocházejí od dvou firem: TIMKEN a INA. Jedná se o jehlová ložiska uložená v plastovém pouzdře (Needle roller and cage assembly). Všechny ložiska jsou pravděpodobně speciální. U ložisek INA se podařilo nalézt v katalogu výrobce rozměrově stejnou variantu. Ložiska pod vloženým kolem zpětného chodu mají opotřebená plastová pouzdra v místě označení (označení nelze odečíst). Avšak podle rozměrů jsem našel alternativu v katalogu výrobce SKF. U ložisek výrobce TIMKEN byla získána (po konzultacích s českým zastoupením této společnosti) dynamická únosnost C a statická únosnost C_0 těchto speciálních ložisek.



Obr. 6.9

Tab. 6.10 Volná ložiska pro kola zpětného chodu, 1. , 2. a 3. rychlostního stupně.

Označení:	Nečitelné (K28x35x18)	INA >PA46-GF25<	TORR-BNH-602-904-PA66-GF25
Počet řad:	1	2	2
Vnější průměr D [mm]	35	83	88
Vnitřní průměr d [mm]	28	75	80
Šířka B [mm]	17,7	39,7	41,6
Počet válečků v každé řadě [-]	17	36	37
Průměr válečku [mm]	3,5	4	4
Délka válečku [mm]	15	15,2	15,7
Materiál pouzdra	Polyamid	PA46	PA66
Číslo fotky na DVD [-]	1	2	1
Počet kusů [-]	2	2	2
Umístění v převodovce	2x pod K_{13}^R	Pod K_{12}^1 a K_{14}^R	Pod K_{10}^2 a K_8^3
Katalogová alternativa	SKF K28x35x18	INA K83x75x40-ZW	-
Dynamická únosnost C [kN]	22,9	73	75,5
Statická únosnost C_0 [kN]	34,5	177	186

Tab. 6.11 Volná ložiska pro 4. a 6. rychlostního stupně.

Označení:	TORR-BNH-602-939-PA66-GF25	TORR-BNH-602-906-PA66-GF25
Počet řad:	2	2
Vnější průměr D [mm]	80	56
Vnitřní průměr d [mm]	72	50
Šířka B [mm]	35,5	53,6
Počet válečků v každé řadě [-]	34	30
Průměr válečku [mm]	4	3
Délka válečku [mm]	13,2	22,7
Materiál pouzdra	PA66	PA66
Číslo fotky na DVD [-]	3	4
Počet kusů [-]	1	1
Umístění v převodovce	Pod K_6^4	Pod K_4^6
Katalogová alternativa	-	-
Dynamická únosnost C [kN]	62,8	65,4
Statická únosnost C_0 [kN]	142	162

6.4 Metodika určení zatížení ložisek uložení hřídelí

Na ložiska působí proměnlivé zatížení, které je zjednodušeně znázorněno pro každý zařazený rychlostní stupeň. Nejprve vypočtu ekvivalentní dynamické zatížení pro všechny i-té hladiny Pro každou hladinu (součinitele X,Y určí pomocí katalogů výrobců).

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$F_{e,i} = X \cdot F_{r,i} + Y \cdot F_{a,i} \quad (6.1)$$

kde X ... součinitel radiálního zatížení ložiska $X=f(e)$.
Y ... součinitel axiálního zatížení ložiska $Y=f(e)$; $e=f(F_a/F_r)$.
 F_r ... radiální zatížení ložiska (radiální reakce od hřídele v místě ložiska).
 F_a ... axiální zatížení ložiska (axiální reakce od hřídele v místě ložiska).

Pokud platí, že $e \leq F_{a,i}/F_{r,i}$ tak ekvivalentní dynamické zatížení je rovno:

$$F_{e,i} = F_{r,i} \quad (6.2)$$

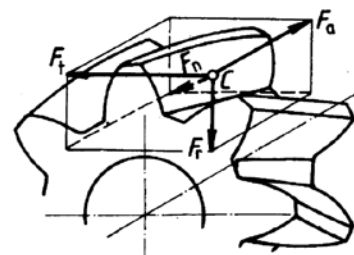
Poté určím ekvivalentní střední zatížení ložisek:

$$F_{me} = \sqrt[a]{\frac{\sum_{i=1}^n (F_{e,i}^a \cdot q_i \cdot n_{Hi,i})}{\sum_{i=1}^n (q_i \cdot n_{Hi,i})}} \quad (6.3)$$

kde a = 10/3 pro ložiska s přímkovým stykem, a = 3 pro ložiska s bodovým stykem
n = 7, protože převodovka má 6. rychlostních stupňů + zpětný chod – proto 7 hladin)
 $F_{e,i}$... ekvivalentní zatížení při zařazeném i-tém převodovém stupni
 q_i ... poměrný počet cyklů působící na i-té hladině [%]
 $n_{Hi,i}$... otáčky na hřídelích při zařazení jednotlivých rychlostních stupňů (tab. 4.3)

6.5 Základní vztahy pro výpočet hřídelí

Cílem této práce není provést pevnostní kontrolu hřídelí, byl proveden pouze výpočet reakcí v ložiscích. V přílohách pak jsou navíc přiloženy průběhy výsledných průhybů hřídelí, krouticího momentu, ohybového momentu, ohybového napětí a redukovaného napětí dle HMH hypotézy. Výpočet byl proveden pomocí AutoCAD Mechanical [22], kde byly vytvořeny výpočtové modely hřídelí. Materiál hřídelí neznám, volím jej stejný jako u ozubených kol, tj. cementovanou a kalenou ocel 16MnCr5 (14 220), $R_{m,min} = 900MPa$, $R_{e,min} = 630MPa$. Pro výpočet využívám zjednodušený matematický model hřídelí, které jsou zatěžovány silami vzniklými v záběrech ozubených kol a příslušným kroutícím momentem. Každá hřídel má několik zatěžných režimů daných právě zařazeným rychlostním stupněm. Kroutící momenty na hřídelích již byly uvedeny v tab. 4.2. Síly působící na hřídel vyvolané přenášeným výkonem v ozubení můžeme zjednodušeně rozdělit do tří složek:



6.10 Síly působící na šikmé ozubení.

Obvodová síla:

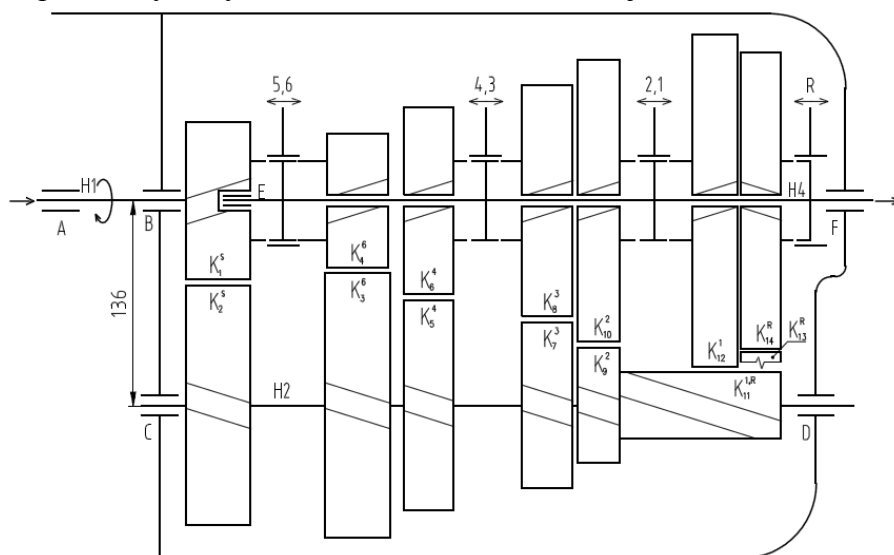
$$F_{t,i} = \frac{2 \cdot T_i}{d_i} = \frac{2 \cdot T_i}{z_i \cdot \frac{m_n}{\cos \beta}} \quad (6.4)$$

Radiální síla:

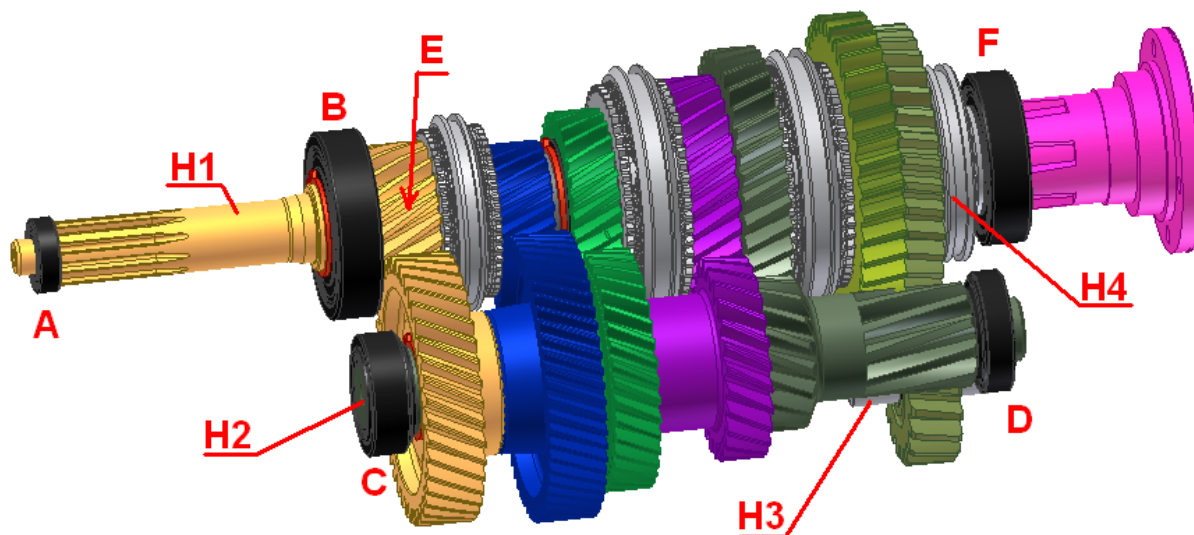
$$F_{r,i} = F_{t,i} \cdot \tan \alpha_t \quad (6.5)$$

Axiální síla:

$$F_{a,i} = F_{t,i} \cdot \tan \beta \quad (6.6)$$

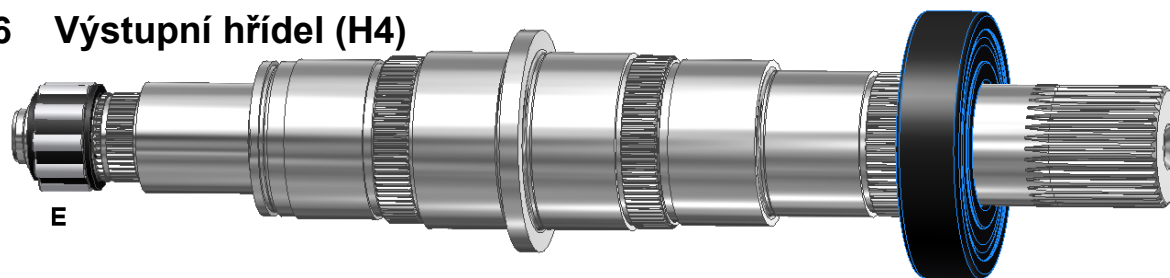


Obr. 6.11 Schéma převodovky.



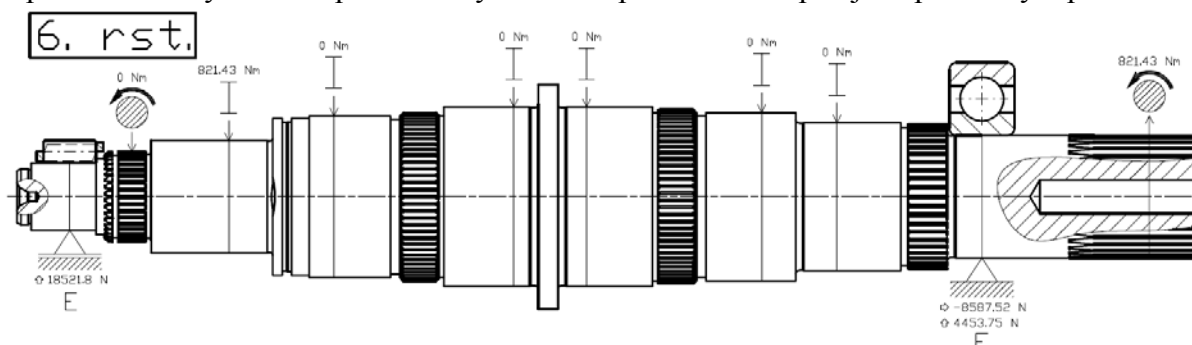
Obr. 6.12 Označení ložisek (podpor) uložení hřídelí ve skřini (A,B,C,D,E,F).

6.6 Výstupní hřídel (H4)



Obr. 6.13 3D model výstupní hřídele s použitými nosnými ložisky

Výstupní hřídel (H4), je uložena z levé strany (viz schéma) ve výstupní hřídeli (H1). Tzn., že různě zatěžuje vstupní hřídel (H1) podle toho jaký je zařazen rychlostní stupeň. Výstupní hřídel je uložena ve válečkovém ložisku (podpora E) a kuličkovém krytém ložisku (podpora F). Na hřídeli jsou volně uložena hnaná kola jednotlivých převodových stupňů na jehlových ložiscích. Hřídel počítám tak, že ji zatěžuje pouze zařazené kolo svým přenášeným kroutícím momentem T_i pomocí ozubení a ten je odváděn evolventním drážkováním na přírubu pro spojení s kloubovou hřídelí, která pak spojuje výstupní hřídel s přidavnou převodovkou. Hřídel má několik zátěžných režimů daných právě zařazeným rychlostním stupněm. Průběhy zatížení pro všechny zařazené převodové stupně jsou přiloženy v přílohách.



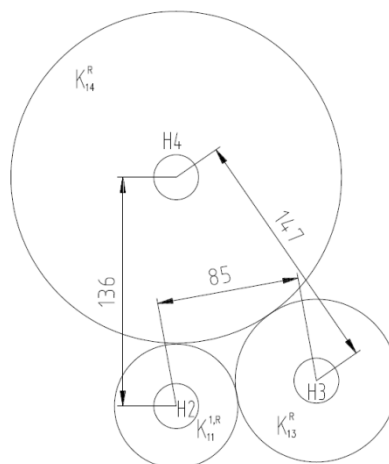
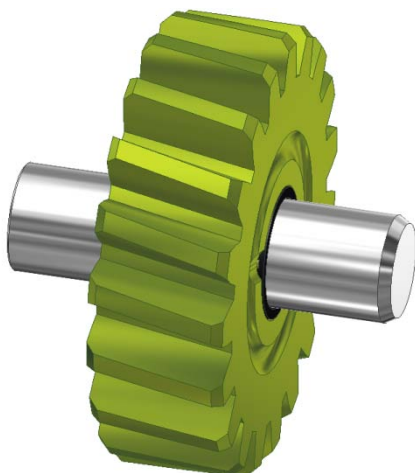
Obr. 6.14 Příklad výpočtového modelu výstupní hřídele pro zařazený 6. rychlostní stupeň.

Tab. 6.12 Shrnutí reakcí a naklonění v podporách hřídele a zatížení ložisek.

		Zařazený rychlostní stupeň						
		6	5	4	3	2	1	R
Max. zátěžný kroutící moment T_i [Nm]		821	1050	1500	2231	5667	7091	6364
Otáčky hřídele (vstup $n_1=1450[\text{min}^{-1}]$) n_i [min^{-1}]		1853,5	1450	1015	682,5	268,7	214,7	239,3
Podíl na celkovém zatížení q_i [%]		68,25	17,06	10,24	2,56	1,36	0,51	0,02
Max. reakce v podpoře E	$F_{r,i}$ [kN]	18,52	0	19,90	16,44	28,09	16,72	10,74
	$F_{a,i}$ [kN]	0	0	0	0	0	0	0
Max. ekvivalentní zatížení ložiska E		$F_{e,i}$ [kN]	18,52	0	19,90	16,44	28,09	16,72
Ekvivalentní střední zatížení ložiska E		F_{me} [kN]	17,76					
Max. reakce v podpoře F	$F_{r,i}$ [kN]	4,45	0	9,22	18,56	43,39	58,90	64,93
	$F_{a,i}$ [kN]	-8,59	0	-12,99	-16,58	-26,58	-12,62	-12,62
Max. ekvivalentní zatížení ložiska F		$F_{e,i}$ [kN]	13,3	0	19,9	28,0	50,9	58,9
Ekvivalentní střední zatížení ložiska E		F_{me} [kN]	14,83					
Maximální red. napětí dle HMH σ_{RED} [MPa]		159,5	175,6	167,1	140,2	309,6	388,3	396,2
Max. naklonění v místě E φ_i		6'	0'	7'19''	7'39''	11'19''	7'57''	13'45''
Max. naklonění v místě F φ_i		1'48''	0'	3'5''	4'30''	8'24''	7'50''	15'

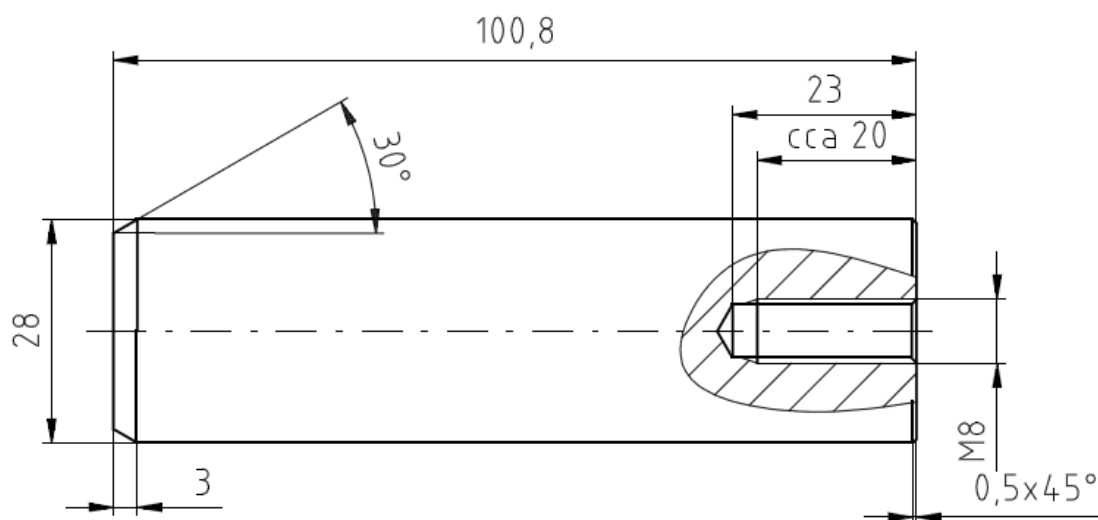
Tyto výsledky mohou být použity pro výpočet ložisek. Hodnoty naklonění pod ložiskem E, jsou velké a u nemodifikovaných ložisek tohoto typu nepřipustné. Vliv naklonění může vyrušit neznámá poddajnost skříně. Toto ložisko má podle obr. 6.6 modifikaci $\varphi_i = 2'$. Taktéž můžou naklonění korigovat modifikace průměrů hřídelí, které tvoří vnější a vnitřní kroužek tomuto ložisku viz sestavný výkres. Průběhy zatížení pro jednotlivé zařazené rychlostní stupně jsou v přílohách. Výsledky jsou pro maximální vstupní zatížení $T_{1,max,ZF} = 1050$ [Nm].

6.7 Osa vloženého kola zpětného chodu (H3)



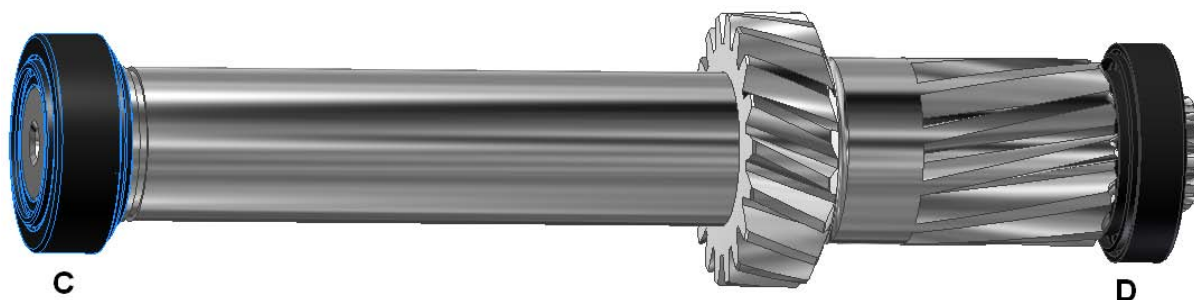
Obr. 6.15 3D model osy vloženého kola zpětného chodu. Obr. 6.16 schéma vloženého kola mezi hřídelemi.

Tato osa je pevně uložena (nalisována) ve skříní převodovky a neotáčí se. Otáčí se na ní pouze v jehlových ložiscích uložené vložené kolo zpětného chodu, které je významně zatíženo pouze při zařazeném zpětném chodu. Tuto osu nepočítám, protože to není úkolem této práce.

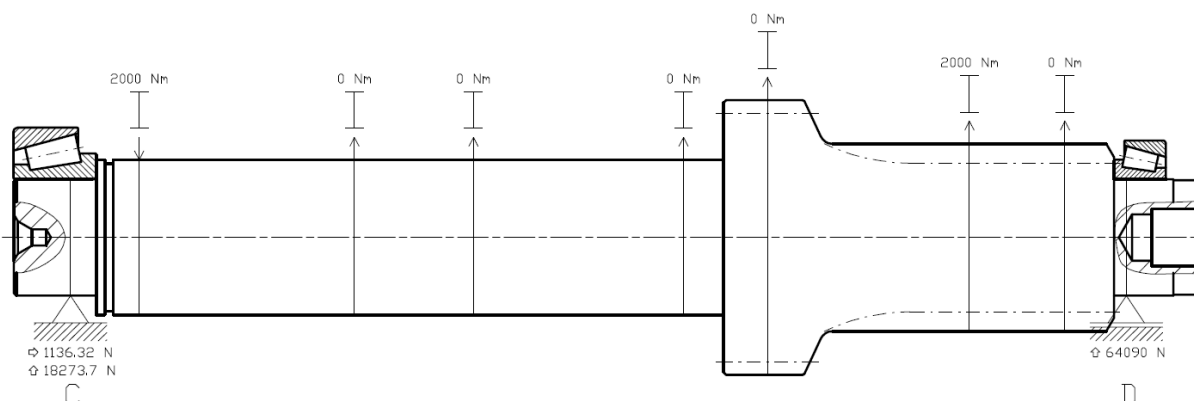


Obr. 6.17 Změřené rozměry osy kola zpětného chodu.

6.8 Předloková hřídel (H2)

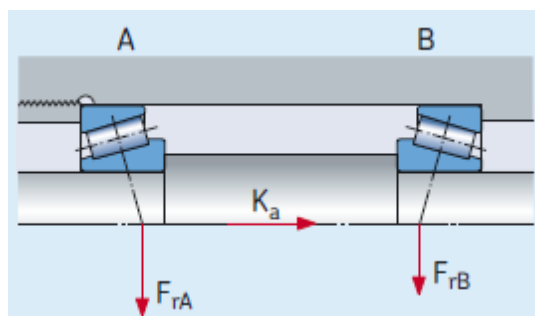


Obr. 6.18 3D model předlokové hřídele s použitými nosnými ložisky.



Obr. 6.19 Příklad výpočtového modelu předlokové hřídele pro zařazený 1. rychlostní stupeň.

Hřídel je uložena ve dvou kuželíkových ložiscích, které mají působíště reakčních sil v místě C a D. Hřídel přenáší kroutící moment soukolí stálého záběru (kromě 5. rychlostního stupně). Výkon pak přenáší na výstupní hřídel právě zařazené soukolí rychlostního stupně viz schéma na obr. 4.2. Předloková hřídel neměla při hodnocení převodovky stažená kola stálého záběru, 6.rst., 4.rst. a 3. rst., proto neznám přesně uložení těchto předlokových kol na hřídeli. Po konzultacích předpokládám, že tyto kola jsou nalisována na mírně odstupňovaných broušených plochách předlokové hřídele. Nalisovaná soukolí dělají pak z hřídele tuhý celek - toto při výpočtu zanedbávám. Hřídel má několik zátěžných režimů daných právě zařazeným rychlostním stupněm. Protože se jedná o dvojici kuželíkových ložisek otočených čely k sobě je axiální zatížení ložisek jiné. Proto provádím přepočet max. ekvivalentního zatížení $F_{e,i}$ pomocí [15].



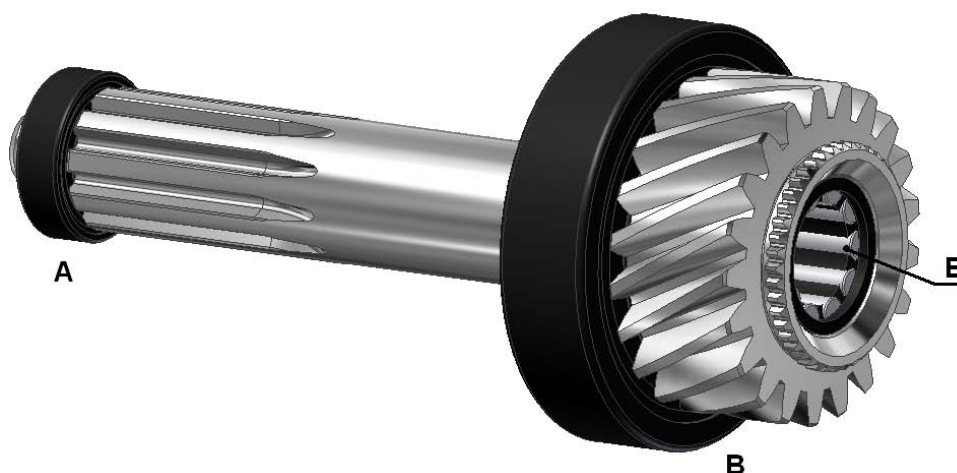
Obr. 6.20 Schéma uložení kuželíkových ložisek pro výpočet jejich zatížení [15].

Tab. 6.13 Shrnutí reakcí a naklopení v podporách hřídele.

	Zařazený rychlostní stupeň						
	6	5	4	3	2	1	R
Max. zátěžný krouticí moment T_i [Nm]	2000	0	2000	2000	2000	2000	2000
Otáčky hřídele (vstup $n_1=1450[\text{min}^{-1}]$) n_i [min^{-1}]	761,3	761,3	761,3	761,3	761,3	761,3	761,3
Podíl na celkovém zatížení q_i [%]	68,25	17,06	10,24	2,56	1,36	0,51	0,02
Vnější osová síla působící na dvojici ložisek K_a [kN]	-2,90	0	1,16	5,1	6,24	1,14	1,14
Max. radiální reakce v podpoře C $F_{r,i}$ [kN]	18,77	0	17,67	19,67	19,32	18,27	20,27
Max. ekvivalentní zatížení ložiska C $F_{e,i}$ [kN]	18,77	0	17,67	25,89	33,52	42,86	51,25
Ekvivalentní střední zatížení ložiska C F_{me} [kN]	17,66						
Max. radiální reakce v podpoře D $F_{r,i}$ [kN]	5,70	0	9,83	19,15	30,46	64,09	70,89
Max. ekvivalentní zatížení ložiska D $F_{e,i}$ [kN]	15,48	0	9,83	19,15	30,46	64,09	73,99
Ekvivalentní střední zatížení ložiska D F_{me} [kN]	17,50						
Maximální red. napětí dle HMM σ_{RED} [MPa]	157,3	0	196,6	245,2	271,9	197,0	117,4
Max. naklopení v místě C φ_i	5'55''	0'	7'34''	8'57''	9'33''	7'44''	5'24''
Max. naklopení v místě D φ_i	3'9''	0'	4'49''	7'	8'13''	7'40''	4'30''

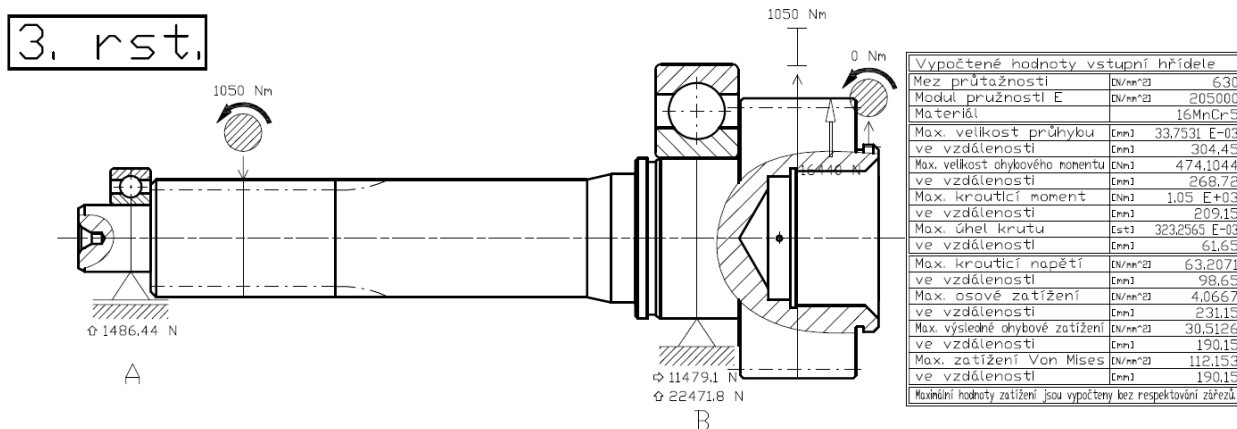
Výsledné průhyby a naklopení jsou ovlivněny nalisovanými koly, proto jsou vypočtené průhyby pouze orientační. Ložiska jsou speciální a pravděpodobně jsou modifikována pro očekávaný rozsah naklopení podle výpočtu výrobce. Také je nutné brát na zřetel, že výsledky jsou pro maximální vstupní zatížení $T_{1,\text{max,ZF}} = 1050$ [Nm].

6.9 Vstupní hřídel (H1)



Obr. 6.21 3D model vstupní hřídele s použitými nosnými ložisky [22].

Vstupní hřídel je uložena ve dvou kuličkových krytých ložiscích. Ložisko A je uloženo v setrvačnicku motoru a ložisko B je uloženo v skříni převodovky. Výkon z motoru je přenášán přes spojku drážkováním typu SAE 10C 1 3/4". Výkon je dále přenášán přes soukolí stálého záběru na předlohovou hřídel. Výjimku tvoří 5. rychlostní stupeň, kde se výkon přenáší přes zařazenou objímku rovnou na výstupní hřídel. Hřídel navíc zatěžuje síla zatěžující podporu E výstupní hřídele.



Obr. 6.22 Výpočtový model vstupní hřídele pro zařazený 3. rychlostní stupeň [22].

Tab. 6.14 Shrnutí reakcí a naklopení v podporách hřídele.

		Zařazený rychlostní stupeň						
		6	5	4	3	2	1	R
Max. zátěžný krouticí moment T_i [Nm]		1050	1050	1050	1050	1050	1050	1050
Otáčky hřídele (vstup $n_1=1450$ [min ⁻¹]) n_i [min ⁻¹]		1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450
Síla v podpoře E od výstupní hřídele F_i [kN]		18,52	0	19,90	16,44	28,09	16,72	10,74
Úhel této síly γ [°]		157,0	0	154	149,8	149,9	149,5	355,8
Podíl na celkovém zatížení q_i [%]		68,25	17,06	10,24	2,56	1,36	0,51	0,02
Max. reakce v podpoře A	F_{ri} [kN]	1,12	0	1,50	1,50	3,28	1,52	6,52
	F_{ai} [kN]	0	0	0	0	0	0	0
Max. ekvivalentní zatížení ložiska A	F_{ei} [kN]	1,12	0	1,50	1,50	3,28	1,52	6,52
Ekvivalentní střední zatížení ložiska A	F_{me} [kN]	1,25						
Max. reakce v podpoře B	F_{ri} [kN]	20,14	0	21,71	22,48	28,33	22,62	40,54
	F_{ai} [kN]	11,48	0	11,48	11,48	11,48	11,48	11,48
Max. ekvivalentní zatížení ložiska B	F_{ei} [kN]	25,3	0	26,1	26,6	29,8	26,6	40,5
Ekvivalentní střední zatížení ložiska B	F_{me} [kN]	22,56						
Maximální red. napětí dle HMM σ_{RED} [MPa]		112,1	109,5	114,5	112,2	136,3	112,4	179,0
Max. naklopení v místě A ϕ_i		0°45''	0°	1°1''	1°	2°12''	1°1''	4°15''
Max. naklopení v místě B ϕ_i		1°8''	0°	1°35''	1°34''	3°13''	1°33''	6°24''

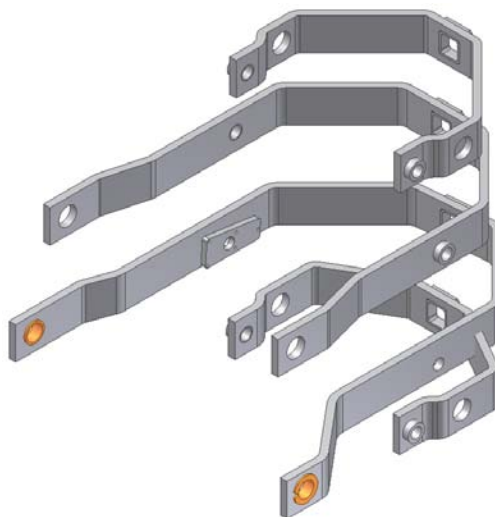
Výsledky jsou pro maximální vstupní zatížení $T_{1,max,ZF} = 1050$ [Nm] a střední vstupní otáčky $n_1 = 1450$ [min⁻¹].

6.10 Shrnutí výpočtů hřídelí a ložisek

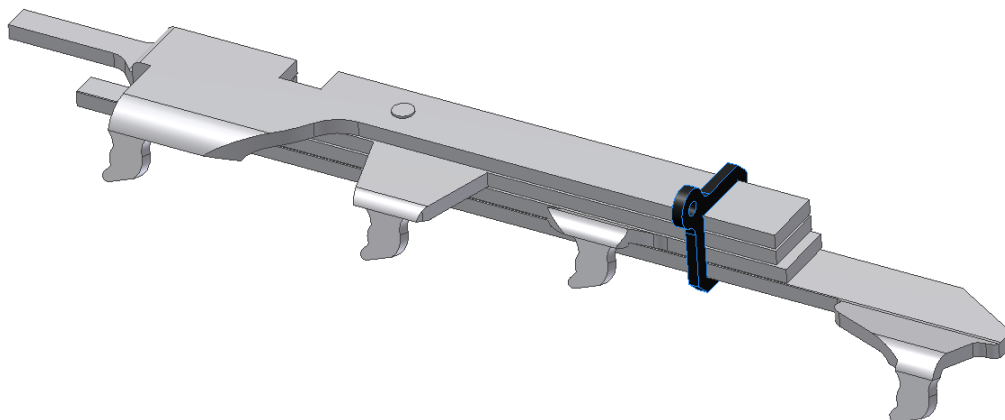
Byl proveden statický výpočet zatížení hřídelí k získání průběhu zatížení ložisek jejich uložení. Tyto údaje a matematické modely lze využít k výpočtu životností jednotlivých ložisek pro maximální zatížení převodovky. Toto už je, ale mimo rozsah této práce. Průběhy zatížení na jednotlivých hřídelích jsou přiloženy v přílohách a matematické modely jsou přidány jako elektronická příloha k práci.

7 ZÁVĚR

Cílem této práce bylo zhodnotit převodovku ZF – Ecolite 6 S 1000 TO od výrobce ZF Friedrichshafen AG. Tato převodovka se využívá jako hlavní v armádním středním nákladním automobilu TATRA 810. Výrobce nedodal dostatečné množství dokumentace k této převodovce. Došlo k jistým problémům s touto převodovkou, proto bylo přistoupeno k rozebrání jednoho kusu již použité převodovky a jejího vyhodnocení. Tato diplomová práce se zabývá zejména rozborem kinematického ozubení převodů. Osové vzdálenosti hřídelí byly změřeny na víku skříně CNC měření. Bylo provedeno ruční měření rozměrů prvků převodu a ten byl orientačně zkreslen do náměrové výkresové dokumentace, která je přiložena v přílohách. Poté bylo provedeno ruční měření ozubení, které později sloužilo k identifikaci ozubení. Vše bylo doplněno nezávislým CNC měřením tvaru profilu zubu. Na základě tohoto byla provedena identifikace kinematického ozubení a vyhodnocena přesnost výroby ozubení. Geometrie kinematického ozubení byla vyhodnocena z hlediska měrných skluzů, délky trvání záběru a rozdělení výškové jednotkové korekce a použitých úprav boku zubů. Následně byl proveden pevnostní výpočet kinematického ozubení pro maximální kroutící moment udávaný výrobcem převodovky. Pevnostní výpočet byl proveden metodou (dle DIN 3990 díl 41) DIN B a DIN C podle metodiky viz kapitola 5. V dalších bodech byla provedena identifikace ložisek. Následně byly sestaveny výpočtové modely hřídelí pro určení zatížení ložisek a průběhu zatížení hřídelí.



Obr. 7.1 3D model plechových vidlic řazení převodovky ZF – Ecolite 6 S 1000 TO [22].

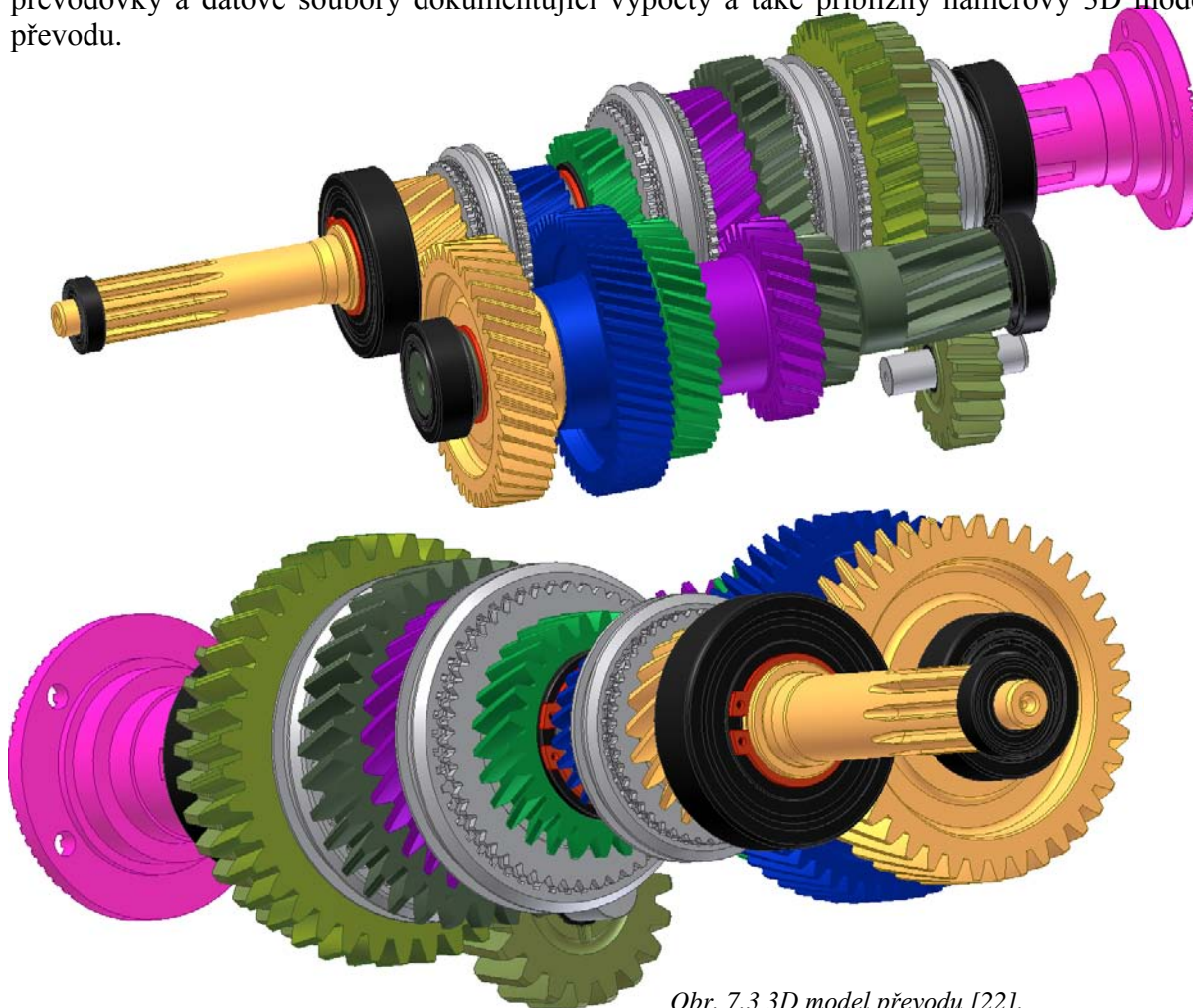


Obr. 7.2 3D model systému řazení pomocí plochých plechových táhel převodovky ZF – Ecolite 6 S 1000 TO [22].

Některé zjištěné skutečnosti:

- Nestandardní geometrie ozubení.
- Tvar zubů je modifikován pro kompenzaci nepříznivých účinků na záběr ozubených kol.
- Převodovka je mazána broděním a ostřikem kol.
- Hodnocení přesnosti lze provést pouze pro zpětné boky zubů z důvodu opotřebení.
- Přesnost výroby odpovídá zvyklostem (dle DIN Q=5-7(8)).
- 5. stupeň zatěžuje převodovku pouze kroutícím momentem => direktní zařazení.
- Nutnost provedení zpřesňujících CNC měření podle vyhodnocené geometrie.
- Kinematické ozubení je navrženo pevnostně dobře (mírně předimenzováno).
- Systém řazení pomocí plochých plechových táhel.
- Ložiska nejeví významné známky opotřebení.
- Speciální válečkové ložisko E je modifikováno pro naklopení.
- Opotřebení volných ložisek také snižuje fakt, že během svého zatížení při zařazení podléhají planetovému efektu (patent společnosti INA).
- V daném nasazení přenáší převodovka nižší zatížení, než pro které byla hodnocena.

Problémy, které provázely identifikaci geometrie, byly jedním z podnětů k vytvoření modulu pro identifikaci ozubení v katedrálním softwaru prof. Dr. Ing. Miloše Němčeka Geometrie [18], který momentálně prochází testovací fází (Květen 2009). Jedním z dalších úkolů, které mohou být provedeny, je například pevnostní výpočet synchronizovaného řazení. Na přiloženém DVD jsou přiloženy všechny pořízené fotografie z měření a rozebírání převodovky a datové soubory dokumentující výpočty a také přibližný náměrový 3D model převodu.



Obr. 7.3 3D model převodu [22].

8 POUŽITÁ LITERATURA A VÝPOČETNÍ SOFTWARE

Bibliografie dle ISO 690-2:

- [1] Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Tatra [online]. c2009 [citováno 22. 01. 2009]. Dostupný z WWW: <<http://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Tatra&oldid=3472425>>
- [2] Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Tatra 810 [online]. c2008 [citováno 22. 01. 2009]. Dostupný z WWW: <http://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Tatra_810&oldid=3104087>
- [3] ZÍDEK, Tomáš. TATRA Truck webside [online]. 2002-2008 , 18.01.2009 [cit. 2009-01-22]. Dostupný z WWW: <<http://www.tatra-page.kx.cz/Home.htm>>.
- [4] 6 S 1000 TO ZF-Ecolite (Truck) : 6-speed synchromesh transmission for small trucks [online]. 2008. 2008 , 9.9.2008 [cit. 2009-02-10]. Parametry hodnocené převodovky. Dostupný z WWW: <http://apps01.zf.com/zf.productDataBase/service/mediaFiles?levelTypeName=Products&levelID=322317&mediaFileName=6S1000TO_EN.pdf>.
- [5] List of lubricants TE-ML 02 : Manual and automatic transmissions for vans, trucks and buses [online]. 2009. 2009 , 1.4.2009 [cit. 2009-04-10]. Dostupný z WWW: <http://www01apps.zf.com/kst464/ZF_InteroeleV2_download/download.asp?doStatistik=1&doMode=1&mode=3&doID=1&id=2357>.
- [6] ŠALAMOUN, Čestmír , SUCHÝ, Miloš. Čelní a šroubová soukolí s evolventním ozubením. Praha : SNTL, 1990. 466 s. ISBN 80-03-00532-9.
- [7] MORAVEC, Vladimír. Konstrukce strojů a zařízení II. : Čelní ozubená kola. Ostrava : Montanex a.s., 2001. 291 s. ISBN 80-7225-051-5.
- [8] KRÍŽ, Rudolf, PAVEL, Vávra. Strojírenská příručka : R - Části strojů a převody (2. část), 6. svazek. Praha : Scientia, s.r.o., 1995. 291. ISBN 80-85827-88-3.
- [9] DIN 3962-1, Tolerances for Cylindrical Gear Teeth : Tolerances for Deviations of Individual Parameters . Düsseldorf : Deutsches Institut Fur Normung E.V., 1978. 18 s.
- [10] DIN 3990 Teil 41, Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern : Anwendungsnorm für Fahrzeuggetriebe. Berlin : Deutsches Institut Fur Normung E.V., 1990. 22 s.
- [11] MORAVEC, Vladimír. Kontrolní pevnostní výpočet přídatných převodů TATRA. Kopřivnice : TATRA a.s., 2008. 42 s.
- [12] Renault Trucks Component Partnerships : DXi7 Euro 3 engine [online]. [2008] [cit. 2009-02-28]. Dostupný z WWW: <http://www.renault-trucks-component.com/DXi7-engine_2001699_0.html?lang=en>.
- [13] NĚMČEK, Miloš. Vybrané problémy geometrie čelních ozubených kol. Ostrava : Montanex a.s., 2003. 143 s. ISBN 80-7225-111-2.
- [14] TATRA, a.s. [online]. c2006 , 16.12.2008 [cit. 2009-01-22]. Dostupný z WWW: <<http://www.tatra.cz/>>.
- [15] SKF : Interactive Engineering Catalogue [online]. 2009 [cit. 2009-03-20]. Dostupný z WWW: <<http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&newlink=first{=en>>.
- [16] Medias®: Product Catalogue : INA and FAQ Bearings Catalogue [online]. 2009 [cit. 2009-03-20]. Dostupný z WWW: <<http://medias.ina.de/medias/ext/hp?lang=en>>.
- [17] Timken Products Electronic Online Catalog [online]. [2008] [cit. 2009-03-20]. Dostupný z WWW: <<http://timken.dirxion.com/Main.asp>>.

Použitý software katedry částí a mechanismů strojů:

Viz.: URL: <<http://www.347.vsb.cz/Staff/Nemcek/SOFTWARE/CZ/1.htm>>
[cit. 2009-04-20].

- [18] NĚMČEK, Miloš. Geometrie – Geometrický výpočet ozubení, verze 3, Ostrava: VŠB – TUO, výpočtový program.
- [19] NĚMČEK, Miloš. ČSN 01 4686, verze 1.2, Ostrava: VŠB – TUO, výpočtový program.
- [20] NĚMČEK, Miloš. Profildata – Preprocesor, tvorba datového souboru, popisujícího obrys zubu ČSN 01 4686, verze 1.0, Ostrava: VŠB – TUO, výpočtový program.
- [21] NĚMČEK, Miloš. Diagramy mezních korekcí, diagramy mezních korekcí pro vnější i vnitřní čelní ozubená kola., verze 1.1, Ostrava: VŠB – TUO, výpočtový program.

Další software použitý pro výpočty:

Viz.: URL: <<http://www.autodesk.cz/adsk/servlet/index?siteID=551663&id=12468435>>
[cit. 2009-04-20].

- [22] AUTODESK, Inc.: Autodesk Inventor Profesional 2009, built 278, Release 2009 SP1, Soubor strojírenských CAD programů.

9 PŘÍLOHY

K této diplomové práci existuje velké množství příloh. Proto se jejich velká část nachází pouze na elektronickém médiu přiloženém k práci. Součástí papírové verze jsou pouze vybrané příklady. Přílohy označené hvězdičkou (*) jsou dostupné pouze elektronicky na přiloženém DVD médiu.

PŘÍLOHA 1 – Geometrie kinematického ozubení stálého záběru.

PŘÍLOHA 2 – Geometrie kinematického ozubení 6. rychlostního stupně. *

PŘÍLOHA 3 – Geometrie kinematického ozubení 4. rychlostního stupně. *

PŘÍLOHA 4 – Geometrie kinematického ozubení 3. rychlostního stupně. *

PŘÍLOHA 5 – Geometrie kinematického ozubení 2. rychlostního stupně. *

PŘÍLOHA 6 – Geometrie kinematického ozubení 1. rychlostního stupně. *

PŘÍLOHA 7 – Geometrie kinematického ozubení zpětného chodu (strana 1). *

PŘÍLOHA 8 – Geometrie kinematického ozubení zpětného chodu (strana 2). *

PŘÍLOHA 9 – Pevnostní výpočet kinematického ozubení 1. rychlostního stupně (DIN C). *

PŘÍLOHA 10 – Pevnostní výpočet kinematického ozubení 2. rychlostního stupně (DIN C). *

PŘÍLOHA 11 – Pevnostní výpočet kinematického ozubení 3. rychlostního stupně (DIN C). *

PŘÍLOHA 12 – Pevnostní výpočet kinematického ozubení 4. rychlostního stupně (DIN C). *

PŘÍLOHA 13 – Pevnostní výpočet kinematického ozubení 6. rychlostního stupně (DIN C). *

PŘÍLOHA 14 – Pevnostní výpočet kinematického ozubení zpětného chodu (str. 1) (DIN C). *

PŘÍLOHA 15 – Pevnostní výpočet kinematického ozubení zpětného chodu (str. 2) (DIN C). *

PŘÍLOHA 16 – Pevnostní výpočet kinematického ozubení stálého záběru (DIN C). *

PŘÍLOHA 17 – Pevnostní výpočet kinematického ozubení 1. rychlostního stupně (DIN B). *

PŘÍLOHA 18 – Pevnostní výpočet kinematického ozubení 2. rychlostního stupně (DIN B). *

PŘÍLOHA 19 – Pevnostní výpočet kinematického ozubení 3. rychlostního stupně (DIN B). *

PŘÍLOHA 20 – Pevnostní výpočet kinematického ozubení 4. rychlostního stupně (DIN B). *

PŘÍLOHA 21 – Pevnostní výpočet kinematického ozubení 6. rychlostního stupně (DIN B). *

PŘÍLOHA 22 – Pevnostní výpočet kinematického ozubení zpětného chodu (str. 1) (DIN B). *

PŘÍLOHA 23 – Pevnostní výpočet kinematického ozubení zpětného chodu (str. 2) (DIN B). *

PŘÍLOHA 24 – Pevnostní výpočet kinematického ozubení stálého záběru (DIN B).

PŘÍLOHA 25 – Výpočtový model vstupní hřídele a průběhy jejího zatížení (7 stran). *

PŘÍLOHA 26 – Výpočtový model předlokové hřídele a průběhy jejího zatížení (7 stran). *

PŘÍLOHA 27 – Výpočtový model výstupní hřídele a průběhy jejího zatížení (7 stran).

PŘÍLOHA 28 – Protokoly z CNC měření ozubení stálého záběru (4 strany).

PŘÍLOHA 29 – Protokoly z CNC měření 6. rychlostního stupně (6 stran). *

PŘÍLOHA 30 – Protokoly z CNC měření 4. rychlostního stupně (4 strany). *

PŘÍLOHA 31 – Protokoly z CNC měření 3. rychlostního stupně (4 strany). *

PŘÍLOHA 32 – Protokoly z CNC měření 2. rychlostního stupně (4 stran). *

PŘÍLOHA 33 – Protokoly z CNC měření 1. rychlostního stupně (5 stran). *

PŘÍLOHA 34 – Protokoly z CNC měření zpětného chodu (12 stran). *

PŘÍLOHA 35 – Výpočtový model hřídelí zpracovaný v AutoCAD Mechanical [22]. *

PŘÍLOHA 36 – Sestavný náměrový výkres převodovky (TRC038-ZF_00).

PŘÍLOHA 37 – Výrobní výkres vstupní hřídele (ZF1346302047ZHU).

PŘÍLOHA 38 – Výrobní výkres hnaného kola stálého záběru (ZF1346303038ZHU).

PŘÍLOHA 39 – Náměrové výkresy prvků převodovky – pouze elektronicky (33 výkresů). *

PŘÍLOHA 40 – Náměrový přibližný 3D model převodu ve formátu STEP. *

PŘÍLOHA 41 – Náměrový přibližný 3D model vidlic a táhel řazení a ve formátu STEP. *

PŘÍLOHA 42 – Fotodokumentace k rozebírání a měření převodovky. *

PŘÍLOHA 43 – Kompletní diplomová práce v elektronické podobě na DVD médiu. *

10 PODĚKOVÁNÍ

Rád bych tímto poděkoval prof. Ing. Vladimíru Moravcovi, CSc. za trpělivost, cenné rady, podněty a celkové vedení při zpracování mé diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Rudolfu Hykelovi, Ing. Zdeňku Hinnerovi a Ing. Jiřímu Vojtovi za cenné rady. Také děkuji společnosti TATRA a.s. za možnost zpracování této práce.

Bc. Michal Trčka

PŘÍLOHY

(Jedná se pouze o výběr z příloh, viz strana 59. Zbývající přílohy jsou umístěny na DVD, které je přiloženo k této diplomové práci jako PŘÍLOHA 43.)

PŘÍLOHY NEJSOU VYŘEJNÉ PROTO JE TATO
ELEKTRONICKÁ VERZE PRÁCE NEOBSAHUJE